

2010

Collado, Ricardo Esteban

[DISEÑO DE PUENTE GRÚA DE 5 TONELADAS]

Supervisor: Prof. Dr – Ing. Uwe Mahn
Fachhochschule Mittweida - Universidad de Ciencias Aplicadas Mittweida
Fakultät Maschinenbau - Facultad de Ingeniería Mecánica

ACKNOWLEDGEMENT

This Project has its origin in the necessity of a bridge crane for a new plant, that is under construction, to move a agricultural implements and machinery factory from its actual place and the possibility to have Access to the machinery needed to manufactured different components of the bridge crane.

The objective of present Project is a design of a bridge crane designated to handle mainly raw material for a agricultural implements and machinery factory. Which principal characteristic are 6 (six) meter elevation, 15 (fifteen) meters long and a maximum load capacity of 5 (five) tons.

How is a bridge crane done for a specific function, which is going to be produce one unit, the objective of this work will be satisfy specifics requirement of the bridge crane, normative and regulation.

In the design of the bridge crane is possible differentiate two main section. First, the identification, calculation and dimension of the elements that constitute the elevation systems starting from the selection and verification of the hoist hook to the selection and verification of the elevating motor and brake needed to elevate the load. Second, the calculation of the main structure of the bridge crane and the selection of its driving system.

Even though, i explain and justify the calculation and selection of each component of the bridge crane, I put special attention in the design of the elements that constitute the load elevation system and its driving system.

Resulting from this work, a girder bridge crane with a simple design comparable with other of similar characteristics in the market.

RESUMEN

El objetivo del presente proyecto es el diseño de una grúa destinada al manipuleo principalmente de materia prima en un taller metalúrgico. Tiene como característica principal una altura útil de 6m y una longitud de 15m, su carga máxima es de 5 toneladas.

Como se trata de una máquina hecha a medida, de la que solamente se fabricará una unidad, el objetivo del proyecto será satisfacer las especificaciones concretas del puente grúa, cumpliendo todos los requisitos mecánicos y en cuanto a seguridad, sin olvidar la sencillez y funcionalidad de manera que no se encarezca el proyecto inútilmente.

La metodología utilizada para el dimensionamiento de la grúa distingue dos partes. Por un lado el dimensionamiento y cálculo de la estructura de la grúa con todas las hipótesis de carga necesarias y los coeficientes de seguridad que indica la normativa. Por otro lado el diseño de todos los accionamientos y elementos que permiten a la grúa darle la función de aparato de elevación.

Si bien se han explicado y justificado prácticamente todos los elementos de la grúa, se ha puesto especial hincapié en el diseño de los elementos que forman parte del mecanismo de elevación de la carga además de varios de los accionamientos principales, como los motoreductores de elevación de la carga y traslación del puente.

Con el fin de realizar un diseño correcto se han utilizado distintas herramientas CAD para dimensionar la grúa y sus elementos.

El resultado del proyecto es un puente grúa birriel, comparable en prestaciones a las fabricadas por las principales empresas del sector y que cumple las especificaciones que se habían planteado desde un principio además de la normativa vigente.

SUMARIO

ACKNOWLEDGEMENT	1
RESUMEN	2
SUMARIO	4
1 – PREFACIO	8
1.1- Origen del proyecto	8
2.2. Motivación	8
2 – INTRODUCCIÓN	9
2.1 - Objetivos del proyecto	9
2.2 - Metodología empleada	9
3 - CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DE LA GRÚA	10
3.1 - Descripción de los distintos tipos de grúas	10
3.2 - Descripción general de los componentes de la grúa	12
3.3 – Prestaciones de la grúa	13
3.4 – Resumen de las características técnicas del puente grúa	14
4 – CLASIFICACION DE LOS APARATOS DE ELEVACION	15
5 – ELEMENTOS DE SUSPENSIÓN	17
5.1 – Selección del gancho	18
5.2 – Suspensión del gancho	24
5.2.1 – Verificación de la longitud necesaria de la rosca	24
5.2.2 – Dimensionado de la traviesa	25
5.2.3 – Selección del rodamiento	30
5.2.4 – Determinación de la sección necesaria para la placa de suspensión	30
5.3 – Cable de elevación de la carga	31
5.3.1 – Generalidades	31
5.3.2 - Sistema de trenzado	32
5.3.3 - Composición del cable	33
5.3.4 – Selección del cable	33
5.4 – Poleas	35
5.4.1 - Generalidades de las poleas	35
5.4.2 - Perfil de la garganta de las poleas	36
5.4.3 - Tamaño global de la polea	37
5.4.4 – Selección de los rodamientos de la polea	37

5.4.5 – Especificaciones de la polea	38
5.4.6 – Eje de las poleas	39
6 – SISTEMA DE ELEVACION DE LA CARGA	42
6.1 – Tambor	42
6.2 – Perfil de la garganta	43
6.3- Dimensionado del tambor	44
6.4 – Inclinación del cable	47
6.4.1 – Inclinación del cable en la polea	48
6.4.2 – Inclinación del cable en el tambor	49
6.5 – Guiado del cable	51
6.6 - Fijación del cable	52
6.7 – Accionamiento	52
6.7.1 – Motor	52
6.7.2 - Verificación del motor adoptado.	56
6.7.3 – Freno	60
6.7.4 – Reductor	63
6.8 – Dimensionado del eje del tambor	63
6.9 – Determinación de los rodamientos en el eje del tambor	66
7 – ESTRUCTURA DEL CARRO Y BASTIDOR	67
7.1 – Estructura del carro	67
7.2 – Estructura de la grúa	72
8 – MECANISMO DE TRASLACIÓN	81
8.1 – Rueda	81
8.1.1 - Verificación del eje de las ruedas	84
8.1.2 - Selección de los rodamientos	85
8.2 – Accionamiento del mecanismo de traslación	86
CONCLUSION	91
ANEXO A: FOTOGRAFIAS	93
FOTOGRAFIA 1: Traviesa según plano N° PG - 39	93
FOTOGRAFIA 2: Eje polea de armadura según plano N° PG – 34	93
FOTOGRAFIA 3: Polea de armadura según plano N° PG – 33	94
FOTOGRAFIA 4: Esparrago de fijación según plano N° PG – 38	94

FOTOGRAFIA 5: Rueda del carro de traslación según plano N° PG – 16	95
FOTOGRAFIA 6: Eje motriz de la rueda del carro según plano N° PG – 17	95
FOTOGRAFIA 7: Eje conducido de la rueda del carro según plano PG - 18	96

ANEXO B: PLANOS

PLANO N° PG – 01: Puente grúa 5 toneladas	
PLANO N° PG – 02: Estructura del puente grúa	
PLANO N° PG – 03: Viga principal	
PLANO N° PG – 04: Viga testera	
PLANO N° PG – 05: Conjunto rueda del puente	
PLANO N° PG – 06: Rueda del puente	
PLANO N° PG – 07: Eje motriz rueda del puente	
PLANO N° PG – 08: Eje conducido rueda del puente	
PLANO N° PG – 09: Tapa rodamiento rueda del puente	
PLANO N° PG – 10: Tapa hueca rodamiento rueda del puente	
PLANO N° PG – 11: Brida soporte rueda del puente	
PLANO N° PG – 12: Carro de traslación	
PLANO N° PG – 13: Mecanismo de traslación	
PLANO N° PG – 14: Estructura del carro de traslación	
PLANO N° PG – 15: Conjunto rueda del carro de traslación	
PLANO N° PG – 16: Rueda del carro de traslación	
PLANO N° PG – 17: Eje motriz rueda del carro de traslación	
PLANO N° PG – 18: Eje conducido rueda del carro de traslación	
PLANO N° PG – 19: Tapa rodamiento rueda del carro de traslación	
PLANO N° PG – 20: Tapa hueca rodamiento rueda del carro de traslación	
PLANO N° PG – 21: Brida soporte rueda del carro de traslación	
PLANO N° PG – 22: Mecanismo de elevación	
PLANO N° PG – 23: Tambor de elevación del cable	
PLANO N° PG – 24: Eje del tambor de elevación del cable	
PLANO N° PG – 25: Placa de sujeción del tambor de elevación	
PLANO N° PG – 26: Esparrago separación placa sujeción tambor de elevación	
PLANO N° PG – 27: Conjunto tuerca guía cable de elevación	
PLANO N° PG – 28: Tuerca derecha guía cable de elevación	

PLANO N° PG – 29: Tuerca izquierda guía cable de elevación
PLANO N° PG – 30: Anillo elástico para tuerca guía cable elevación
PLANO N° PG – 31: Buje bronce tuerca guía cable elevación
PLANO N° PG – 32: Conjunto de suspensión del gancho
PLANO N° PG – 33: Polea de armadura
PLANO N° PG – 34: Eje polea de armadura
PLANO N° PG – 35: Eje polea de compensación
PLANO N° PG – 36: Placa de suspensión del gancho
PLANO N° PG – 37: Cobertor polea de armadura
PLANO N° PG – 38: Esparrago de fijación
PLANO N° PG – 39: Traviesa
PLANO N° PG – 40: Gancho N°4
PLANO N° PG – 41: Tuerca suspensión del gancho
PLANO N° PG – 42: Placa de seguridad

GLOSARIO
BIBLIOGRAFIA

97
102

1 - PREFACIO

1.1- Origen del proyecto

El proyecto tiene su origen en la posibilidad de tener acceso a un taller para la fabricación del puente grúa y la necesidad de instalar un puente grúa en las nuevas instalaciones que se están construyendo para el taller metalúrgico. Partiendo de una grúa ya existente y tras identificar todos sus conjuntos y componentes se ha procedido a un dimensionamiento de sus principales elementos estructurales así como de sus accionamientos.

2.2. Motivación

La principal motivación para realizar este proyecto, a parte de la razón antes mencionada, es la posibilidad de diseñar una máquina en la que intervienen los conceptos y metodologías fundamentales de la ingeniería mecánica como son los pertenecientes a la mecánica fundamental, resistencia de materiales, estructuras, tecnología de fabricación y más específicamente los de cálculo y diseño de máquinas.

El proyecto ha tenido que emplear toda la metodología necesaria para diseñar una máquina, desde las hipótesis de cargas hasta el dimensionamiento de sus distintos componentes. Además, en el diseño de maquinaria no tan solo hay que resolver un problema sino que la mayoría de las veces también hay que plantearlo, cosa que resulta más difícil.

2 - INTRODUCCIÓN

Un puente grúa es un aparato de elevación y transporte, una de las principales aplicaciones del cual es el transporte de diferentes materiales dentro del taller. Gracias a que circulan por vías elevadas, al contrario de lo que sucede con otras clases de grúas (por ejemplo, las grúas pórtico o las giratorias) dejan libre toda la superficie del pavimento del taller, de modo que el trabajo y el tránsito sobre el suelo puede efectuarse sin estorbos. Debido a la movilidad del puente grúa y del carro que corre sobre el mismo, el campo abonado por la grúa es un rectángulo cuya superficie, en un caso ideal, coincide con la planta de la nave del taller.

2.1 - Objetivos del proyecto

Como se trata de una máquina hecha a medida, de la que solamente se fabricará una unidad, el objetivo del proyecto será satisfacer las especificaciones del puente grúa en cuanto a facilitar manipuleo de los materiales, cumpliendo todos los requisitos mecánicos y en cuanto a seguridad, sin olvidar la sencillez y funcionalidad de manera que no se encarezca el proyecto inútilmente.

2.2 - Metodología empleada

Se ha pretendido a lo largo del proyecto explicar y justificar todas las decisiones tomadas. Prueba de ello son la utilización de figuras y tablas junto con las ecuaciones planteadas. Sin olvidar el carácter práctico que ha de tener el diseño de una grúa, se ha indagado también en muchos aspectos teóricos al constituir este proyecto no tan sólo el diseño de una máquina sino el trabajo que pretender dar fin a los estudios.

3 - CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DE LA GRÚA

En todo proceso industrial es necesario manipular y trasladar los materiales que intervienen en el mismo, ya sea en forma de materia prima, de productos semi-elaborados en las etapas de fabricación o de productos terminados. Para realizar estos movimientos se utilizan las maquinas elevadoras en una diversa variedad de modelos.

3.1 - Descripción de los distintos tipos de grúas

- *Grúa Puente:* el transporte dentro del taller es el principal campo de aplicaciones del puente grúa. Gracias a que circulan por vías elevadas, unidas casi siempre a la construcción de los pies de la nave del taller, al contrario de lo que sucede con otras clases de grúas (por ejemplo, las grúas pórtico o las giratorias) dejan libre toda la superficie del pavimento del taller, de modo que el trabajo y el tránsito sobre el suelo pueden efectuarse sin estorbos (fig. 1).

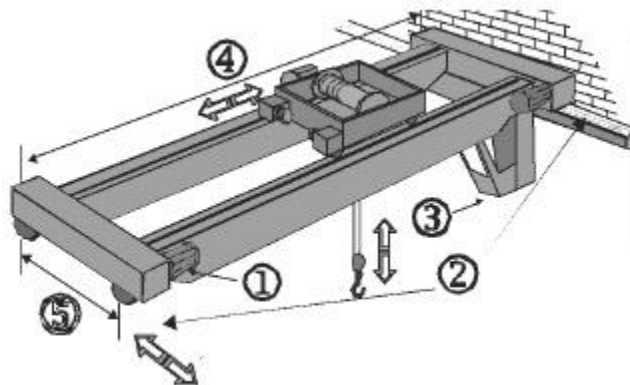


FIG. 1: Puente Grúa

- *Grúa pórtico:* es un aparato de elevación que se desplaza sobre el suelo y presenta forma de pórtico de una luz moderada; se trata, por tanto, de una especie de puente grúa provisto de apoyos. Las grúas pórtico se encuentran sobre todo en los parques y en los patios de fábricas. Dado que circulan sobre rieles situados en el suelo, los gastos de primera instalación son menores que para los puente grúa que circulan sobre un camino de rodadura elevado, lo que sobre todo se deja notar en el caso de un camino de rodadura d gran longitud. Se los prefiere por tanto para todas las aplicaciones en las que no entorpezcan la circulación por el suelo (fig. 2). Si la grúa pórtico se encuentra adosada a las paredes de un edificio, se les da el nombre de *Grúa semipórtico* (fig. 3).

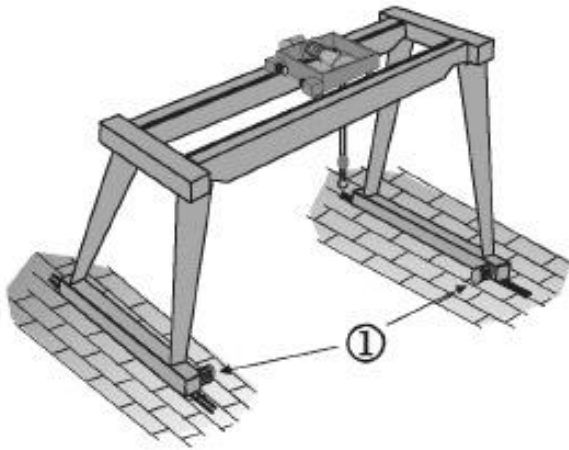


FIG. 2: Grúa pórtico

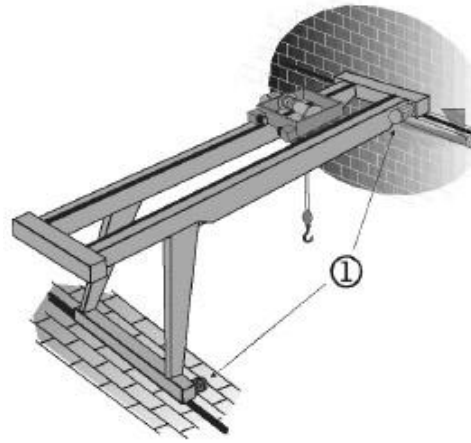


FIG. 3: Grúa semipórtico

- *Grúa ménsula:* se utilizan para evitar los puentes grúa, tienen la forma de una viga en voladizo que cubre aproximadamente hasta un tercio del ancho de la nave y circulan sobre un camino de rodadura dispuesto sobre una pared longitudinal del edificio. Se reserva sobre todo al transporte de cargas ligeras a gran velocidad (fig. 4).

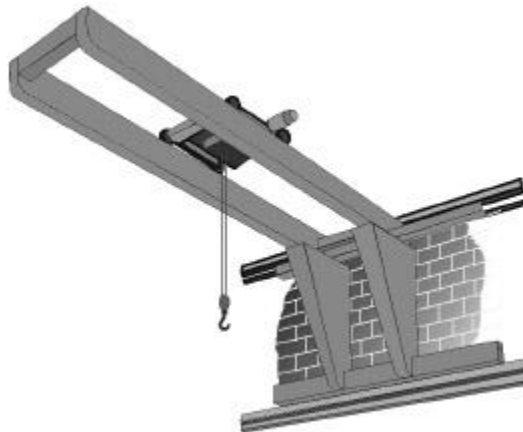


FIG. 4: Grúa ménsula

- *Grúa de columna giratoria:* en estas grúas el pescante giratorio está unido rígidamente a una columna apoyada en un cojinete superior y otro inferior. Se utilizan en las naves de transbordo u en almacenes, en puertos y estaciones, pero igualmente en los talleres para el servicio de máquinas herramientas y el transporte de piezas (fig. 5).

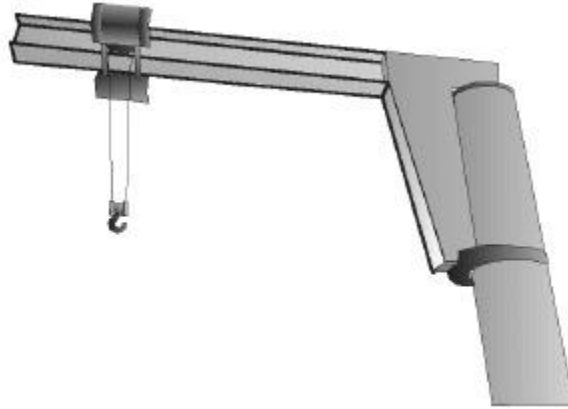


FIG. 5: Grúa d columna giratoria

3.2 - Descripción general de los componentes de la grúa

Los principales componentes de un puente grúa son:

- *Bastidor*: consta de dos vigas transversales en dirección a la luz de la nave (vigas principales) y de un par de vigas laterales (testeras), longitudinales en dirección a la nave y que sirven de sujeción a las primeras y en donde van las ruedas.
- *Mecanismo de elevación*: conjunto de motores y aparejos (sistema de poleas y cables destinados a variar fuerzas y velocidades) que se aplican en el movimiento vertical de la carga. Fig. 6 (1).

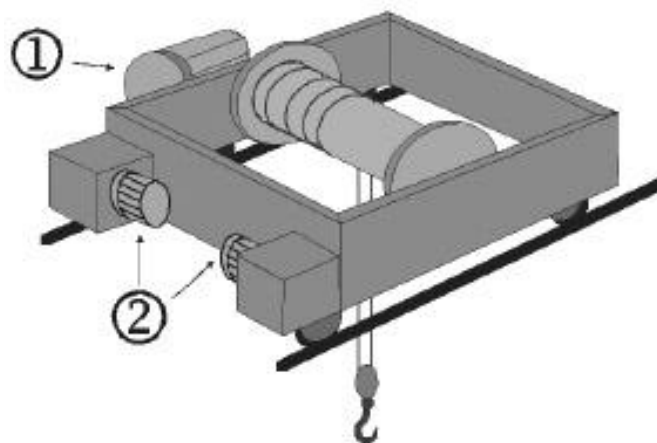


FIG. 6: Carro

- *Mecanismo de translación del carro*: conjunto de motores que se aplican en el movimiento longitudinal del carro (sistema mecánico con los mecanismos de elevación). Fig. 6 (2)
- *Mecanismo de translación del puente*: conjunto de motores que incluye los testeros como estructuras portantes que incorporan este mecanismo para el movimiento longitudinal de la grúa. Fig. 2 (1).
- *Camino de rodadura*: elemento estructural por el que se desplaza longitudinalmente la grúa. Fig. 1 (2) y Fig. 2 (1).
- *Botonera*: dispositivo eléctrico o electrónico unido físicamente mediante una manguera de cables eléctricos a la grúa, para el manejo de la misma desde el exterior de la cabina.
- *Telemando*: dispositivo electrónico inalámbrico (sin unión física a la grúa), para el manejo de la grúa.
- *Cabina*: habitáculo destinado, si existe, a la conducción de la grúa y que alberga los dispositivos fijos de mando y al operador o gruísta. Fig. 1 (3)
- *Accesorios o útiles de prensión*: elementos auxiliares cuya función es la de sujetar la carga, tales como: pinzas, pulpos, electroimanes, ventosas, cucharas, etc.

3.3 – Prestaciones de la grúa

- *Vida esperada para la grúa*: tanto para clasificar correctamente el aparato de elevación según la normativa vigente, como para justificar los cálculos a fatiga de distintos elementos, es preciso una estimación de la vida de la grúa. Para ellos se partirá de una duración de 20 años, contando una utilización anual de 125 días y 4 horas por día. Esta estimación tiene en cuenta que no todos los días laborables son días de trabajo para la grúa ya que está no estará permanentemente manipulando materia prima. Además, durante un día de trabajo la grúa no se emplea permanentemente, por lo que se ha reducido la jornada de 8 a 4 horas. De todo ello resulta una vida de 10.000 horas.
- *Dimensiones principales del puente grúa*: las dimensiones del puente grúa están determinadas principalmente por las dimensiones de la nave donde se instalará, por esta razón, la luz del puente grúa (separación entre vigas testeros o laterales del puente grúa) será igual a la luz de la nave, es decir, la separación entre paredes o en nuestro caso entre la pared y las columnas, debido a que el local está constituida por dos naves de 15 metros de luz cada una. Por otro lado, el puente grúa será empleado principalmente para la

descarga de camiones y manipulación de la material prima, así como para un eventual manipuleo de productos semi-elaborados y terminados. Por esta razón la altura de elevación del mismo se estima en 6 metros.

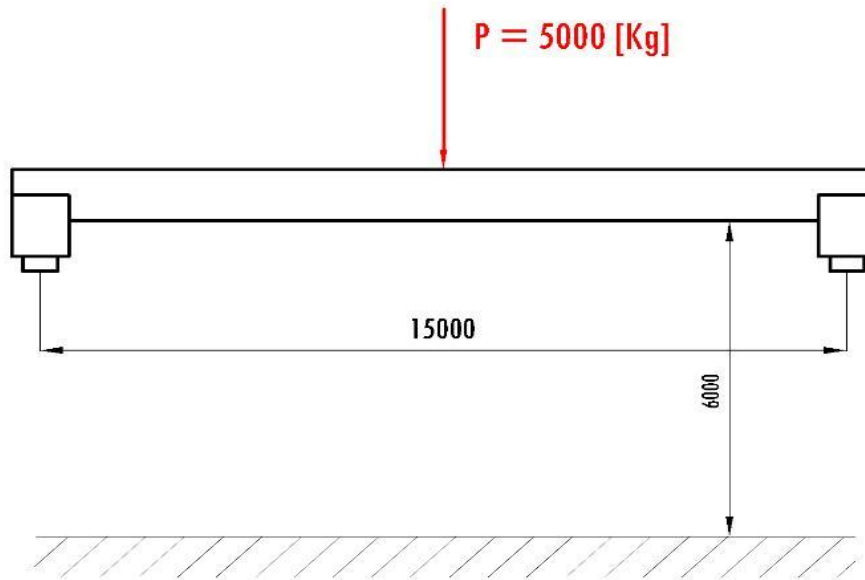


FIG. 7: Esquema de dimensiones principales

- *Capacidad de carga:* la capacidad de carga estimada para la descarga de materia prima de los camiones, que es la función principal y la máxima carga a la que se somete el puente grúa, es de 5 toneladas.
- *Movimientos de la grúa:* los tres movimientos que realiza un puente grúa son:
 1. *Traslación del puente:* en dirección longitudinal a la nave. Se realiza mediante un grupo moto-reductor, que arrastra las ruedas motoras por medio de arboles de transmisión. Se adopta para el puente grúa una velocidad de traslación $v_{tg} = 40$ [m/min].
 2. *Traslación del carro:* traslado del carro a lo largo del puente. Se adopta para la traslación del carro un velocidad $v_{tc} = 15$ [m/min].
 3. *Elevación – descenso:* la carga es subida o bajada por efecto del motor que sujeta el gancho con ayuda de un cable principal. Se adopta una velocidad de elevación de la carga $v_e = 8$ [m/min].

3.4 – Resumen de las características técnicas del puente grúa

La siguiente tabla resume las características técnicas principales del puente grúa:

Características técnicas principales	
Máxima capacidad de carga	5 [ton]
Altura máxima bajo el gancho	6 [m]
Luz entre centros	15 [m]
Velocidad de elevación de la carga	8 [m/min]
Velocidad de traslación del carro	15 [m/min]
Velocidad de traslación de la puente grúa	40 [m/min]
Peso del puente grúa sin carga	9763.8 [Kg]
Peso del puente grúa con carga máxima	14763.8 [Kg]
Corriente eléctrica	380 V – 50 Hz

TABLA 1: Características técnicas principales

4 – CLASIFICACION DE LOS APARATOS DE ELEVACION

De acuerdo con la clasificación de las normas DIN 15020 deben ser tenidos en cuenta dos criterios fundamentales:

1. El ciclo de trabajo y el tiempo de operación:

$$CICLO DE TRABAJO = \frac{TIEMPO DE OPERACIÓN}{TIEMPO DE OPERACIÓN + TIEMPO DE REPOSO}$$

2. Tipo de trabajo:

- *Trabajo liviano:* el aparejo eleva cargas máximas excepcionalmente, y regularmente eleva cargas considerablemente mas livianas.
- *Trabajo mediano:* el aparejo eleva cargas livianas, medianas y máximas por periodos iguales.
- *Trabajo pesado:* aparejo solicitado a cargas medianas y máximas, frecuentemente y en igual forma.
- *Trabajo muy pesado:* el aparejo eleva cargas principalmente cercanas a la máxima.

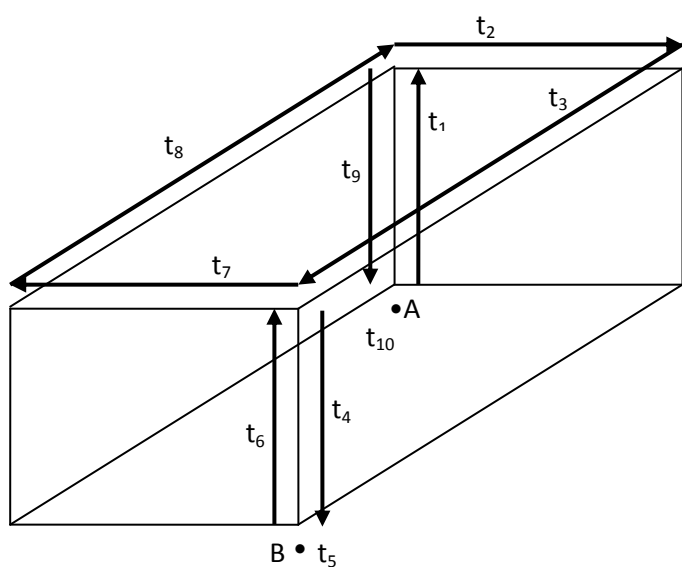
Tipo de servicio	Tiempo de operación promedio [hs]					
Liviano	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16	-
Mediano	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
Pesado	≤ 0.5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16
Muy pesado	≤ 0.25	≤ 0.5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8
Grupo	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m

TABLA 2: Grupo DIN en función del tipo de servicio y tiempo de operación(16)

Grupo	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m
Ciclo de trabajo	25 %	30 %	40 %	50 %	60 %	60 %
Nº de arranques x hs	150	180	240	300	360	360

TABLA 3: Grupo DIN en función del ciclo de trabajo y el número de arranques por hora.(16)

Para determinar el ciclo de trabajo se supone que se engancha la carga en el punto A (ubicado en una esquina de la nave), se eleva la carga una altura de 4 metros, y se desplaza hasta el punto B, que se encuentra desplazado del punto A, a una distancia 15 metros en lo ancho y 20 metros en lo largo.



- t_1 : elevación con carga
- t_2 : traslación del carro con carga
- t_3 : traslación de la grúa con carga
- t_4 : descenso del gancho con carga
- t_5 : desamarre de la carga
- t_6 : elevación sin carga
- t_7 : traslación del carro sin carga
- t_8 : traslación de la grúa sin carga
- t_9 : descenso del gancho sin carga
- t_{10} : preparación y amarre de la carga

FIGURA 8: Desplazamiento del puente grúa

Considerando que el proceso de traslación del carro se realiza simultáneamente con el proceso de traslación de la grúa, estimando un tiempo de preparación y amarre de la de la carga $t_{10} = 300$ [seg] y un tiempo de desamarre de la carga $t_5 = 30$ [seg], y que el tiempo necesario para realizar la elevación y traslación de la carga viene dado por:

$$TIEMPO [seg] = \frac{60 \times DISTANCIA [m]}{VELOCIDAD \left[\frac{m}{min} \right]}$$

	Velocidad [m/min]	Distancia [m]	Tiempo [seg]
Preparación y amarre de la carga (t_{10})	-	-	300
Elevación con carga (t_1)	8	4	30
Traslación carro y grúa con carga ($t_2 - t_3$)	15	12	48
Descenso con carga (t_4)	8	4	30
Desamarre de la carga (t_5)	-	-	30
Elevación sin carga (t_6)	8	4	30
Traslación carro y grúa con carga ($t_7 - t_8$)	15	12	48
Descenso con carga (t_9)	8	4	30
Tiempo de operación			216
Tiempo d reposo			330
Ciclo de trabajo			39.6 %

TABLA 4: Tiempo de operación y reposo, y ciclo de trabajo

Para el caso de nuestro puente grúa el tiempo de operación promedio es de 4 horas, como se vio en el apartado 3.3, el tipo de trabajo se considera mediano puesto que eleva habitualmente cargas medianas y eventualmente cargas livianas y máximas, un ciclo de trabajo del 40 % el grupo DIN del puente grúa será : **2m**, según tabla 2 y 3.

5 – ELEMENTOS DE SUSPENSIÓN

Los elementos de suspensión de las grúas tienen como misión fundamental enclavar la carga a elevar con el aparato de elevación. Están constituidos, principalmente por el gancho, el cual está provisto con un pestillo de seguridad para impedir del cable que soporta la carga y está suspendido en su parte superior por un eje, denominado traviesa, y su correspondiente tuerca, entre los cuales se encuentra alojado un rodamiento axial que permite al gancho realizar un giro de 360° sobre su eje.

El mecanismo de suspensión se encuentra suspendido por el cable de elevación a través de dos poleas, que se encuentran montadas sobre rodamientos radiales para permitir que la misma gire suavemente sobre su eje. Las poleas se encuentran unidas a la traviesa a través de su eje por dos placas, las cuales le dan rigidez al conjunto.

5.1 – Selección del gancho

De entre los diferentes tipos de ganchos (gancho simple, doble, de hojas o de seguridad), se utiliza el gancho simple, que es el adecuado para grúas de capacidad de carga media o baja. Se realiza en acero mediante una operación de forja o estampado.

Los ganchos sencillos para grúas se encuentran normalizados bajo las normas DIN 15401 y su elección se realiza en función del grupo de carga (seleccionado en el apartado 4), la clase de resistencia que depende del material empleado para fabricar el gancho y de la capacidad de carga máxima requerida para elevar la carga según tabla 5.

GRUPO DE CARGA:	2m
CLASE DE RESISTENCIA:	S
CAPACIDAD DE CARGA:	5000 [Kg]

Los materiales con los que se realizan los ganchos están normalizados por las normas DIN 17102, 17103 y 17200, para las distintas clases de resistencia y número de gancho como se observa en tabla 6.

GANCHO SELECCIONADO: Nº 4

El esquema así como las dimensiones del gancho se encuentran en la figura 9 y tabla 7 respectivamente.

Los ganchos están solicitados a tracción en su parte recta y simultáneamente a tracción y flexión en la parte curva. En el análisis de las solicitaciones del gancho supondremos que se cumplen todas las condiciones requeridas para que la formula de vigas rectas sea aplicable, salvo naturalmente, que la pieza tiene una curvatura inicial.

Las tensiones normales en una sección recta tal como la AB se denominan tensiones circunferenciales. Sus valores, para cualquier punto de la sección, están dados por la formula de Winkler-Bach.

CLASE DE RESISTENCIA		GRUPOS DE CARGA									CLASE DE RESISTENCIA
M ISO/FEM	-	-	-	-	1Bm/M3	1Am/M4	2m/M5	3m/M6	4m/M7	5m/M8	M ISO/FEM
P ISO/FEM	-	-	-	1Bm/M3	1Am/M4	2m/M5	3m/M6	4m/M7	5m/M8	-	P ISO/FEM
S ISO/FEM	-	-	1Bm/M3	1Am/M4	2m/M5	3m/M6	4m/M7	5m/M8	-	-	S ISO/FEM
T ISO/FEM	-	1Bm/M3	1Am/M4	2m/M5	3m/M6	4m/M7	-	-	-	-	T ISO/FEM
V ISO/FEM	1Bm/M3	1Am/M4	2m/M5	3m/M6	4m/M7	-	-	-	-	-	V ISO/FEM
GANCHO N°		CAPACIDAD DE CARGA (Kg.)									GANCHO N°
0,8	4.000	3.200	2.500	2.000	1.600	1.250	1.000	800	630	500	0,8
1	5.000	4.000	3.200	2.500	2.000	1.600	1.250	1.000	800	630	1
1,6	8.000	6.300	5.000	4.000	3.200	2.500	2.000	1.600	1.250	1.000	1,6
2,5	12.500	10.000	8.000	6.300	5.000	4.000	3.200	2.500	2.000	1.600	2,5
4	20.000	16.000	12.500	10.000	8.000	6.300	5.000	4.000	3.200	2.500	4
5	25.000	20.000	16.000	12.500	10.000	8.000	6.300	5.000	4.000	3.200	5
6	32.000	25.000	20.000	16.000	12.500	10.000	8.000	6.300	5.000	4.000	6
8	40.000	32.000	25.000	20.000	16.000	12.500	10.000	8.000	6.300	5.000	8
10	50.000	40.000	32.000	25.000	20.000	16.000	12.500	10.000	8.000	6.300	10
12	63.000	50.000	40.000	32.000	25.000	20.000	16.000	12.500	10.000	8.000	12
16	80.000	63.000	50.000	40.000	32.000	25.000	20.000	16.000	12.500	10.000	16
20	100.000	80.000	63.000	50.000	40.000	32.000	25.000	20.000	16.000	12.500	20
25	125.000	100.000	80.000	63.000	50.000	40.000	32.000	25.000	20.000	16.000	25
32	160.000	125.000	100.000	80.000	63.000	50.000	40.000	32.000	25.000	20.000	32
40	200.000	160.000	125.000	100.000	80.000	63.000	50.000	40.000	32.000	25.000	40
50	250.000	200.000	160.000	125.000	100.000	80.000	63.000	50.000	40.000	32.000	50
63	320.000	250.000	200.000	160.000	125.000	100.000	80.000	63.000	50.000	40.000	63
80	400.000	320.000	250.000	200.000	160.000	125.000	100.000	80.000	63.000	50.000	80
100	500.000	400.000	320.000	250.000	200.000	160.000	125.000	100.000	80.000	63.000	100
125	-	500.000	400.000	320.000	250.000	200.000	160.000	125.000	100.000	80.000	125
160	-	-	500.000	400.000	320.000	250.000	200.000	160.000	125.000	100.000	160
200	-	-	-	500.000	400.000	320.000	250.000	200.000	160.000	125.000	200
250	-	-	-	-	500.000	400.000	320.000	250.000	200.000	160.000	250

TABLA 5: Número de gancho en función de la capacidad de carga, resistencia y grupo de carga.(11)

Ganchos de Carga N°.	Diametro del vástago ₁₁ d1 mm	Aceros según:					Ganchos de Carga N°					
		DIN17102 y DIN17103		DIN17102, DIN17103 y DIN17200 ₂₁								
		Para clases de resistencia:										
		M	P	S	T	V						
006	14	StE-285 3)	StE-355	StE-420 34 CrMo 4	StE-500 34 CrMo 4	34 Cr Mo4	006					
010 012	16						010 012					
020 025	20						020 025					
04 05	24						04 05					
08 1	30						08 1					
1,6	36						1,6					
2,5 4 5 6 8 10 12 16 20 25 32 40	42 48 53 60 67 75 85 95 106 118 132 150						34 CrMo 4	34 CrNiMo 6	2,5 4 5 6 8 10 12 16 20 25 32 40			
50 63 80 100 125 160 200 250	170 190 212 236 265 300 335 375				StE-355	StE-420			StE-500 34 CrMo 4	34 CrNiMo 6	30 CrNiMo 8	50 63 80 100 125 160 200 250

TABLA 6: Distintos materiales y clase de resistencia para los ganchos.(11)

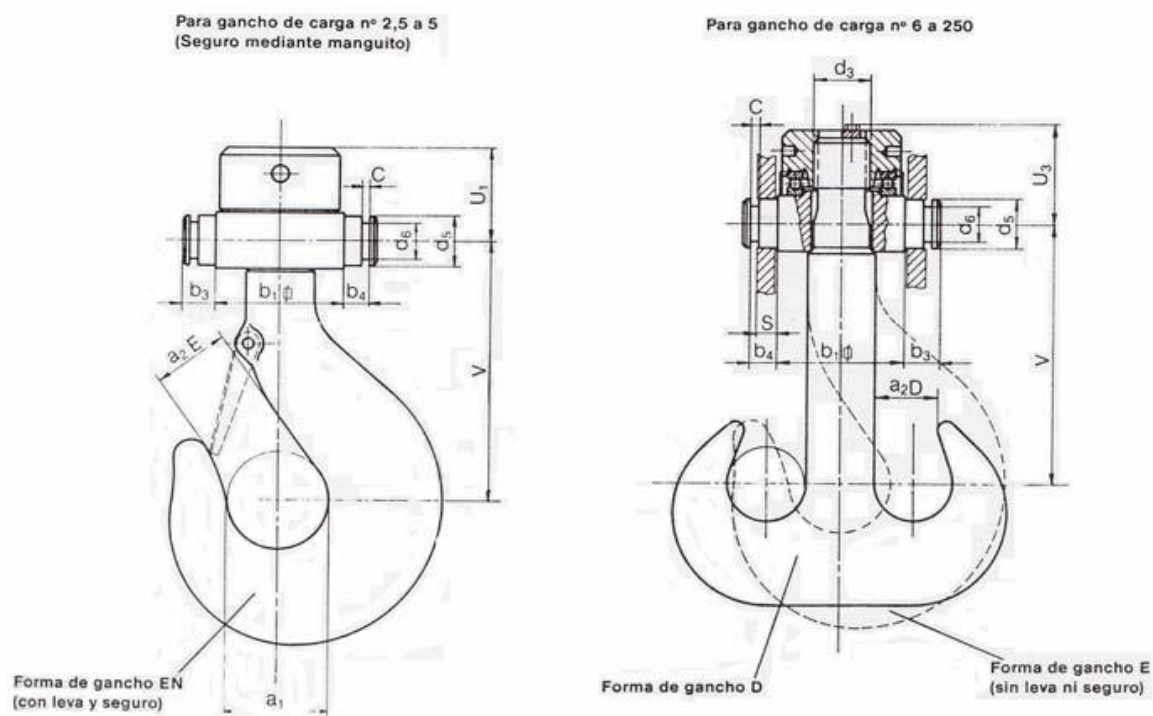


FIGURA 9: Forma del gancho y sus dimensiones.

Gancho Nº	a_1	a_2E	a_2D	b_1	b_3	b_4	c	d_3	d_5	d_6	s	v	Rodam.	Peso	Referencia
2,5	63	50	40	80	22,5	17	8	M36	30	19	10	170	51108	9	001.2,5
4	71	56	45	90	25	19	8	M42	35	23	12	190	51110	14	001.4
5	80	63	50	100	27,5	22	8	M45	40	27	15	210	51112	20	001.5
6	90	71	56	125	30	24	10	M50	45	32	15	240	51214	29	001.6
7	100	80	63	140	35	29	10	M56	50	36	20	265	51216	40	001.8
10	112	90	71	160	35	29	10	M64	55	40	20	280	51218	57	001.10
12	125	100	80	180	42,5	34	10	M72	60	42	25	315	51220	85	001.12
16	140	112	90	190	42,5	36	12	M80	70	50	25	370	51222	110	001.16
20	160	125	100	200	47,5	41	12	M90	80	56	30	415	51224	160	001.20
52	180	140	112	220	49	41	12	M100	90	64	30	460	51226	228	001.25
32	200	160	125	160	59	51	12	M110	100	72	40	500	51232	312	001.32
40	224	180	140	285	65	58	14	M125	110	80	45	565	51236	445	001.40
50	250	200	160	335	65	58	14	M140	125	92	45	620	51244	612	001.50
63	280	224	180	380	71	63	14	M160	140	104	50	700	51248	870	001.63
80	315	250	200	420	72,5	63	14	M180	160	120	50	800	51256	1230	001.80
100	355	280	224	470	87,5	77	18	M200	180	136	60	885	51260	1750	001.100

TABLA 7: Dimensiones del gancho simple de forja según norma DIN 15401 y 15402. (16)

Supongamos que se requiere determinar la tensión normal en un punto cualquiera de una sección recta de la viga curva, en función del momento flector M que actúa sobre la sección. Según Winkler-Bach:

$$\sigma = \frac{M}{A \cdot R} \cdot \left(1 + \frac{1}{Z} \cdot \frac{y}{R + y} \right)$$

σ : es la tensión normal (circunferencial) en el punto de la sección ubicado a una distancia “y” del eje baricentrico [Kg/mm²].

M: momento flexor [Kg.mm]

R: es la distancia desde el baricentro de la sección hasta el centro de curvatura de la viga descargada [mm].

A: es el área de la sección [mm²]

Z: es una magnitud que depende de las características geométricas de la sección.

$$Z = - \frac{1}{A} \int \frac{y}{R + y} dA$$

El momento flexor M se considera positivo cuando reduce el radio de curvatura y negativo cuando lo aumenta. La distancia “y” es positiva cuando se mide hacia el lado convexo de la viga y es negativa cuando se mide hacia el lado cóncavo (hacia el centro de curvatura). Con esta convención de signos, el valor de σ será positivo si aquella es una tensión de tracción.

Si una pieza curva está sometida a una carga P que actúa normalmente a la sección en el baricentro de la misma, además del momento flexor, la tensión elástica resultante es la suma algebraica de la tensión σ_1 producida por la carga axial y la tensión σ_2 debida al momento flexor.

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \frac{P}{A} + \frac{M}{A R} \left(1 + \frac{1}{Z} \cdot \frac{y}{R + y} \right)$$

Considerando para la verificación del gancho la sección AB de la figura 10, que es donde se producen las máximas tensiones, se tiene:

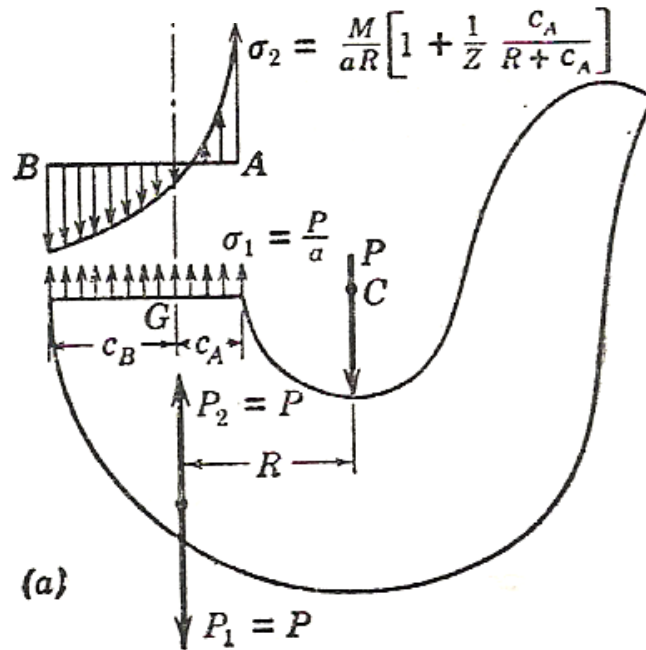


FIGURA 10: Tensiones producidas en el gancho debidas a la carga.(6)

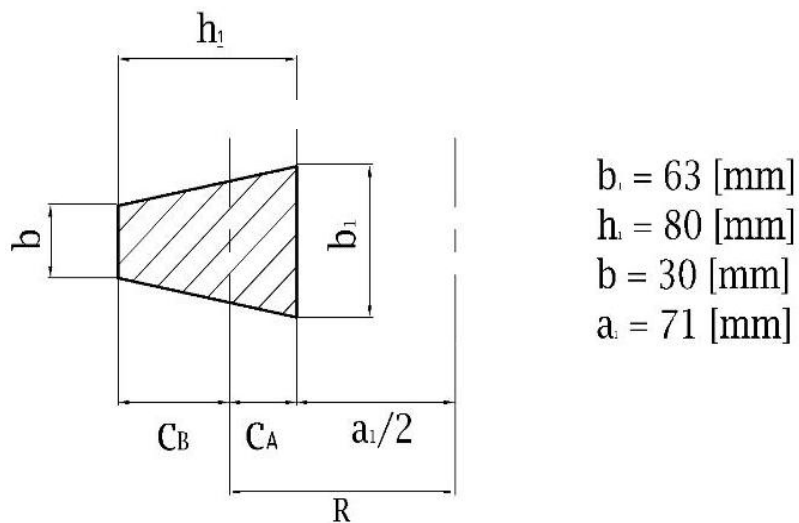


FIGURA 11: Sección del gancho.

$$c_B = \frac{h_1}{3} \cdot \frac{b_1 + 2 \cdot b}{b_1 + b} = \frac{80}{3} \cdot \frac{63 + 2 \cdot 30}{63 + 30} = 35.27 \text{ [mm]}$$

$$c_A = h_1 - c_B = 80 - 35.27 = 44.73 \text{ [mm]}$$

$$R = \frac{a_1}{2} + c_B = \frac{71}{2} + 35.27 = 70.77 \text{ [mm]}$$

Según Seely-Smith pagina 620, apéndice III, el valor de Z para la sección del gancho vale:

$$Z = -1 + \frac{2R}{(b_1 + b) \cdot h_1} \left\{ \left[b + \frac{b_1 - b}{h_1} (R + c_B) \right] \cdot \ln \left(\frac{R + c_B}{R - c_A} \right) - (b_1 - b) \right\} = 0.115$$

$$A = \frac{b_1 + b}{2} \cdot h_1 = 3720 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_A = \frac{P}{A} + \frac{-M}{A R} \left(1 + \frac{1}{Z} \cdot \frac{-c_B}{R + (-c_B)} \right) = \frac{P}{A Z} \cdot \frac{c_B}{R - c_B} = 11.61 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$\sigma_B = \frac{P}{A} + \frac{-M}{A R} \left(1 + \frac{1}{Z} \cdot \frac{c_A}{R + c_A} \right) = -\frac{P}{A Z} \cdot \frac{c_A}{R - c_A} = -4.53 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Según el Manual del Constructor de Maquinas H. Dubbel pagina 716 tabla 12, la tensión admisible (σ_{adm}) para un acero 34 CrMo 4 correspondiente al gancho seleccionado es:

$$\sigma_{adm} = 20 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right] > \sigma_A = 11.61 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

5.2 – Suspensión del gancho

Los elementos para la suspensión del gancho se encuentran normalizados bajo la norma DIN 15411. Estos están constituidos por el gancho (DIN 15401), la tuerca (DIN 15413), la traviesa (DIN 15412) y el rodamiento axial (DIN 711); cuyas características principales se encuentran en tabla 7 y figura 9, para gancho N° 4 ref. 001.4

5.2.1 – Verificación de la longitud necesaria de la rosca

La sección del núcleo del tornillo está solicitada a tracción por la carga P, entonces:

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{4 P}{\pi d_i^2} = 4.87 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right] < \sigma_{adm} = 20 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

d_i : diámetro interior de la rosca del tornillo, para M42: $d_i = 36.15 \text{ [mm]}$

P: carga máxima sobre el gancho, $P = 5000 \text{ [Kg]}$

σ : tensión de tracción en el núcleo de la rosca del gancho, $[\text{Kg/mm}^2]$

A: sección del núcleo de la rosca del gancho, $[\text{mm}^2]$

σ_{adm} : tensión admisible a la tracción del material, para 34 CrMo 4:

La rosca está sometida a presión superficial y a desgarramiento (flexión y esfuerzo cortante), suponiendo una carga uniforme de los filetes de la rosca en la tuerca, se tiene una presión superficial en la rosca:

$$p = \frac{P}{i' \cdot A_g} \leq p_{adm}$$

$$i' = \frac{P}{A_g \cdot p_{adm}}$$

p : presión superficial en la rosca, $[Kg/mm^2]$

P : carga máxima sobre el gancho, $P = 5000 [Kg]$

i' : número de hilos de la rosca

A_g : superficie de la rosca en la tuerca, $[mm^2]$

$$A_g = \frac{\pi (d_i^2 - d_e^2)}{4} = \frac{\pi (42^2 - 36.15^2)}{4} = 358.88 [mm^2]$$

p_{adm} : presión superficial admisible del material de la rosca de la tuerca, para tuerca de acero SAE 4140: $p_{adm}: 2 \text{ a } 3 [Kg/mm^2] = 2.5 [Kg/mm^2]$

y la altura necesaria de la tuerca es:

$$H = h' \cdot i = \frac{P \cdot h'}{A_g \cdot p_{adm}} = 25.01 [mm]$$

H : altura necesaria de la tuerca, $[mm]$

h' : paso de la rosca de la tuerca, para rosca M42: $h = 4.5 [mm]$

5.2.2 – Dimensionado de la traviesa

La traviesa será construida de un acero SAE 4140, al cual se le aplicará un tratamiento térmico de templado a $840^\circ C$ usando aceite como medio de enfriamiento, que tiene por objeto endurecer y aumentar la resistencia del acero. Luego se le realizará un revenido a $600^\circ C$, debido a que los aceros después del temple suelen quedar generalmente demasiados duros y frágiles para los usos que van a ser destinados. El objeto del revenido no es eliminar los efectos del temple sino modificarlos, disminuyendo la dureza y resistencia, aumentando la tenacidad y eliminando también las tensiones internas que tienen siempre los aceros templados.

L [mm]	L _R [mm]	d ₅ [mm]	d ₆ [mm]	b ₁ [mm]	b ₃ [mm]	b ₄ [mm]	C [mm]	S [mm]	d [mm]	r [mm]
140	102	35	23	88	26	19	8	12	42	2

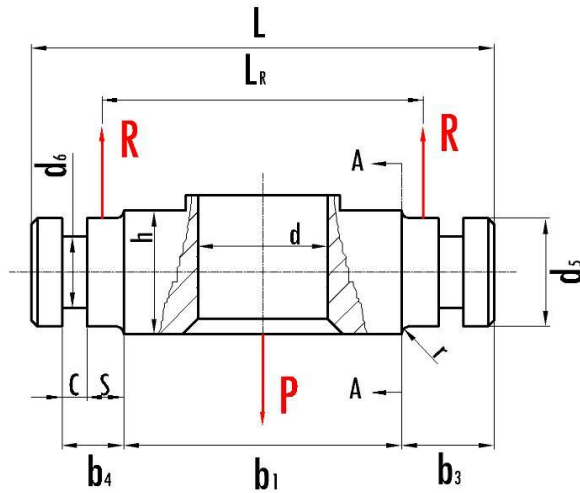


FIGURA 12: Eje traviesa.

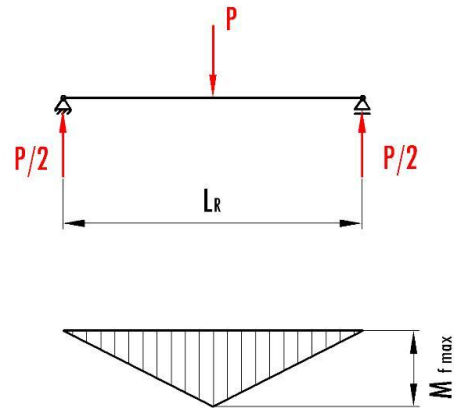


FIGURA 13: Esquema de fuerzas.

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_{nec}} \leq \sigma_{adm}$$

σ_f : tensión máxima debido a la flexión, [Kg/mm²]

M_f : momento flexor máximo, $M_f = P L_R / 4$; [Kgmm]

P : carga máxima sobre el gancho, $P = 5000$ [Kg]

W_{nec} : modulo resistente de la sección, $W_{nec} = (b_1 - d) h^2 / 6$; [mm³]

h : altura necesaria de la traviesa, [mm]

σ_{adm} : tensión admisible del material a la tracción, para acero SAE4140:

$$\sigma_{adm} = 14 \text{ [Kg/mm}^2\text{]}$$

$$h = \sqrt{\frac{6 P L_R}{4 (b_1 - d) \sigma_{adm}}} = 35 \text{ [mm]} \Rightarrow h = 40 \text{ [mm]}$$

En la sección AA hay una disminución de la sección transversal de la traviesa, lo que produce una concentración de los esfuerzos en la misma. Por lo que no es probable que la falla se produzca bajo la carga P, aunque el máximo momento flexor

ocurre bajo está, esto se debe a que en tal punto no hay concentración de esfuerzo, por lo que se debe verificar la resistencia a fatiga de la sección AA.

El límite de resistencia a la fatiga, σ_{OG} , de un elemento de maquina puede ser considerablemente más pequeño que el límite de resistencia a la fatiga, σ_O , obtenido de ensayos. Esta diferencia se puede tomar en cuenta empleando una variedad de factores de modificación, cada uno de los cuales corresponde a un efecto por separado, utilizando este concepto se puede escribir:

$$\sigma_{OG} = k_a \cdot k_b \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_O = 11.4 \left[\frac{Kg}{mm^2} \right]$$

σ_{OG} : límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico, $[Kg/mm^2]$

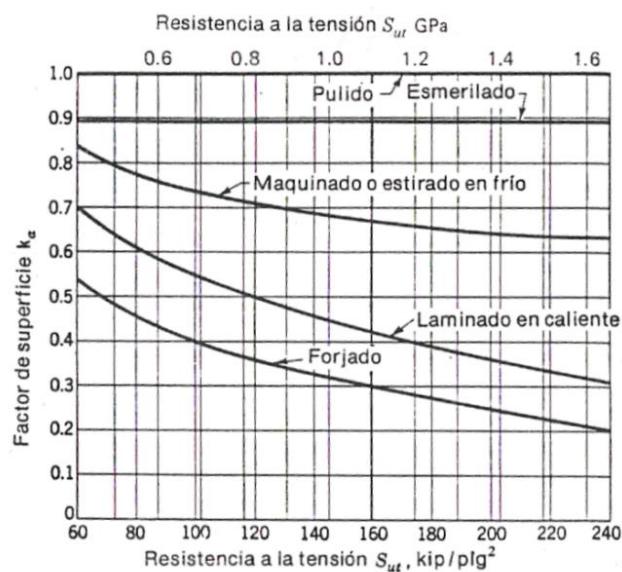
σ_O : límite de resistencia a la fatiga obtenido mediante ensayos, según Shigley:

$$\sigma_O = 0.5 \sigma_R = 40 [Kg/mm^2]$$

k_a : factor de superficie, según Shigley para acero maquinado SAE 4140:

$$\sigma_R = 80 [Kg/mm^2] = 114.3 [Kip/pulg^2] \quad (1[Kip/plg^2] = 0.7 [Kg/mm^2])$$

$$k_a = 0.72$$



Factor de superficie k_a (3)

k_b : factor de tamaño, $k_b = 0.85$

$$k_b = \begin{cases} 1 & d \leq 7.6 [mm] \\ 0.85 & 7.6 < d \leq 50 [mm] \\ 0.75 & d > 50 [mm] \end{cases}$$

k_d : factor de temperatura, $k_d = 1$

k_e : factor de modificación por concentración del esfuerzo:

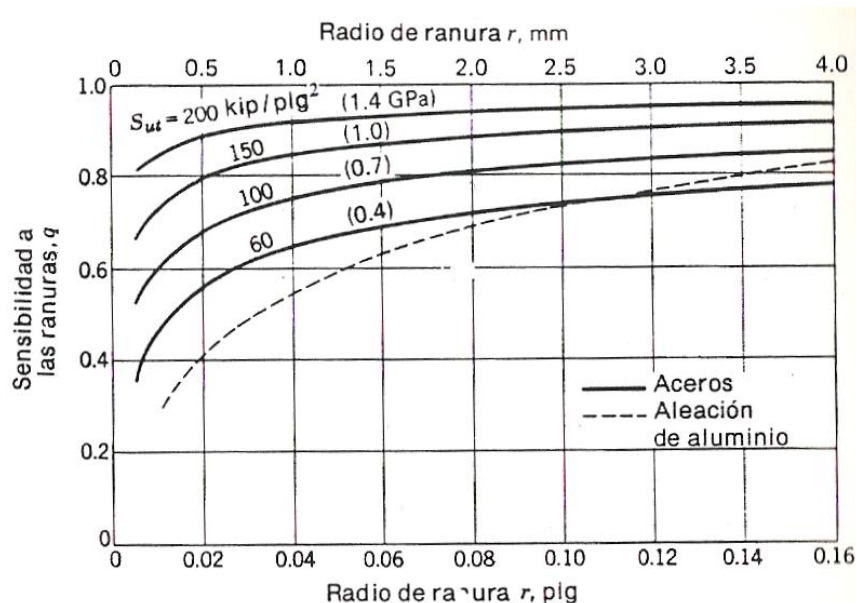
$$k_e = \frac{1}{K_f} = 0.48$$

K_f : factor de reducción de resistencia a fatiga: se define como la relación entre la resistencia a la fatiga en una pieza sin concentración de tensiones y la resistencia a la fatiga de la misma pieza con una concentración de tensiones especificada. El valor de K_f se ve influenciado por variables como: el tipo de material y sus tratamientos, la forma y tamaño de la discontinuidad, la magnitud de la tensión y la cantidad de ciclos.

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) = 2.06$$

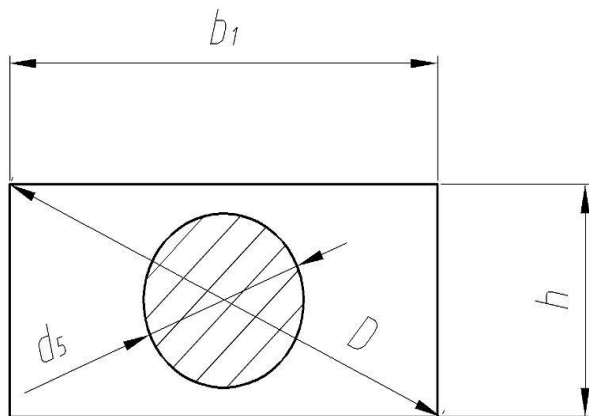
q : factor de sensibilidad a la entalla, $q = 0.82$

$$q = \frac{(K_f - 1)}{(K_t - 1)} \quad \begin{cases} q = 0, & K_f = 1 \text{ el material no tendrá sensibilidad a la entalla} \\ q = 1, & K_f = K_t \text{ el material será completamente sensible} \end{cases}$$



Sensibilidad a las ranuras (3)

K_t : factor de concentración de esfuerzo, los valores de K_t dependen de la forma de la discontinuidad. $K_t = 2.3$

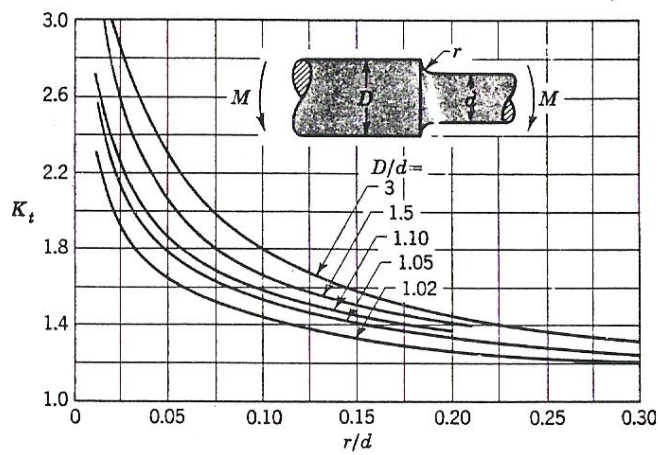


$$D = \sqrt{b_1^2 + h^2} = 96.57 \text{ [mm]}$$

$$\frac{D}{d_5} = 2.76$$

$$\frac{r}{d_5} = 0.06$$

FIGURA 14: Corte de la sección AA



Concentración del esfuerzo K_t (3)

Ahora, para determinar el esfuerzo en la sección AA se tiene que el momento flexor vale:

$$M_A = \frac{P}{2} \cdot \frac{s}{2} = \frac{5000 \cdot 12}{4} = 15000 \text{ [Kgmm]}$$

el momento resistente de la sección vale:

$$W_A = \frac{\pi d_5^3}{32} = 4207.11 \text{ [mm}^3\text{]}$$

por consiguiente la tensión en la sección AA será:

$$\sigma_A = \frac{M_A}{W_A} = 3.57 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Y el factor de seguridad para la fatiga será:

$$v = \frac{\sigma_{OG}}{\sigma_A} = 3.2$$

5.2.3 – Selección del rodamiento

Se usa la capacidad de carga estática C_0 cuando los rodamientos giran a velocidades muy bajas, están sometidos a movimientos lentos de oscilación o están estacionarios bajo carga durante ciertos periodos. Se define como capacidad de carga estática la carga que produce una deformación permanente total, del elemento rodante y del camino de rodadura, en el punto de contacto mas cargado, igual a 0.0001 del diámetro del elemento rodante.

$$C_0 = S_0 \cdot P_0 = 50 \text{ [kN]}$$

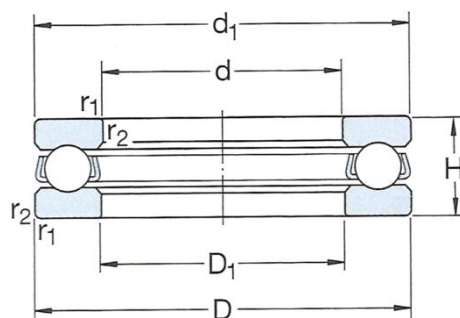
C_0 : capacidad de carga estática, [kN]

P_0 : carga estática equivalente, $P_0 = P = 5000 \text{ [Kg]} = 50 \text{ [kN]}$

S_0 : factor de seguridad estático, $S_0 = 1$

Según lo establecido en el apartado 5.1 tabla 7, para la suspensión de ganchos de carga para grúas, para el gancho N° 4 ref. 001.4 corresponde un rodamiento axial a bolas N° 51110. Según catalogo general SKF, la capacidad de carga estática para este rodamiento es:

$$C_0 = 50 \text{ [kN]} < C_{0\text{ SKF}} = 75 \text{ [kN]}$$



Rodamiento N° 51110

$d = 50 \text{ [mm]}$

$D = 70 \text{ [mm]}$

$H = 14 \text{ [mm]}$

$C_0 = 75 \text{ [kN]}$

Peso: 0.16 [Kg]

5.2.4 – Determinación de la sección necesaria para la placa de suspensión

La placa se encuentra solicitada a tracción y para determinar su sección se considera la sección AA, que es la más desfavorable.

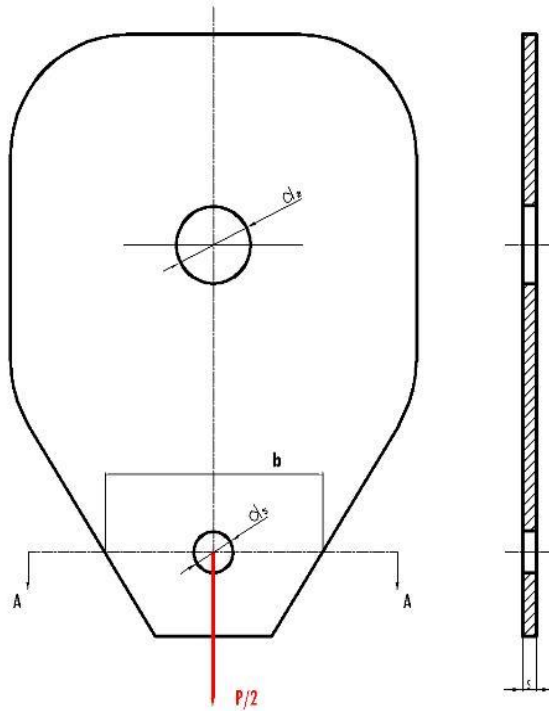


FIGURA 15: Placa entre gancho y poleas.

$$\sigma = \frac{P}{2A} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow A = \frac{P}{2 \sigma_{adm}}$$

σ : tensión de tracción producida por la carga [Kg/mm²]

σ_{adm} : tensión admisible de tracción, para acero SAE 1040: $\sigma_{adm} = 10$ [Kg/mm²]

P : carga máxima del puente grúa, $P = 5000$ [Kg]

A : sección transversal de la placa, $A = (b - d_5) \cdot S$

$$b = \frac{P}{2 \sigma_{adm}} + d_5 = 60 \text{ [mm]}$$

5.3 – Cable de elevación de la carga

5.3.1 – Generalidades

Los cables constituyen un elemento principal en la grúa ya que permiten tanto su montaje como la traslación y elevación de la carga. Se emplean preferentemente los cables metálicos constituidos por alambres agrupados formando cordones, que a su vez se enrollan sobre un alma formando un conjunto apto para resistir esfuerzos de extensión.

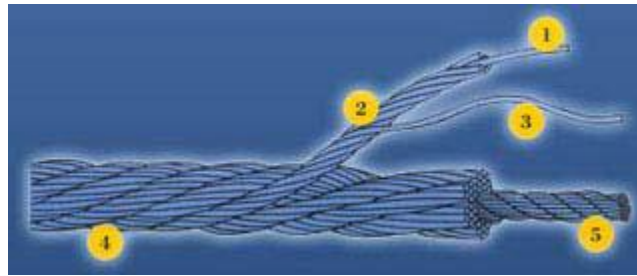


FIGURA 16: Constitución de un cable (1: alambre central, 2: cordón, 3: alambre, 4: cable, 5: alma)

5.3.2 - Sistema de trenzado

El sistema de trenzado determina en gran parte las características y el comportamiento del cable. Si el sentido de torcido se hace siguiendo la dirección de las agujas del reloj, se obtendrá torsión derecha y torsión izquierda si es en sentido contrario. Según el sentido de torsión de los alambres en los cordones y el de los cordones en los cables se tendrá:

- **Z/s Cruzado derecha:** Los cordones se arrollan a derechas y los alambres de cada cordón a izquierdas.
- **Z/z Lang derecha:** Los cordones se arrollan a derechas y los alambres de cada cordón a derechas.
- **S/z Cruzado izquierda:** Los cordones se arrollan a izquierdas y los alambres de cada cordón a derechas.
- **S/s Lang izquierda:** Los cordones se arrollan a izquierdas y los alambres de cada cordón a izquierdas.

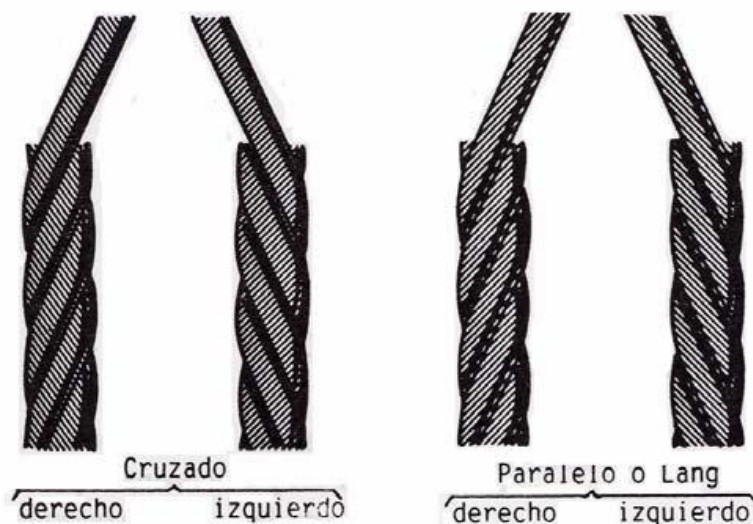


FIGURA 17: Los dos tipos de trenzado

El trenzado cruzado es el más utilizado por su menor tendencia a destorcerse y por tener una mayor resistencia estructural. Sin embargo, en muchos casos es preferible utilizar el torcido Lang por su mayor flexibilidad y mayor superficie de apoyo, tener la superficie exterior más lisa y un mejor llenado del área de la sección transversal.

5.3.3 - Composición del cable

La composición de un cable se designa por el número de sus cordones, la composición de éstos y el tipo de alma. La notación está constituida por tres cifras (nº de cordones del cable, nº de alambres de los cordones, nº de almas del cable), las dos primeras separadas por el signo “x” y las dos últimas por el signo “+”.

5.3.4 – Selección del cable

Se ha escogido el cable metálico como elemento de transmisión, en lugar de la cadena, por tener algunas ventajas considerables. Su peso propio es mas reducido, permiten velocidades mas elevadas, ya que pasan sin ruidos ni choques por las poleas, y la seguridad se aumenta porque los cables no se rompen súbitamente como las cadenas, sino que, por el contrario, antes de la ruptura de un cable, se van rompiendo hilos aisladamente.

Basándose en los ensayos y la experiencia práctica, las DIN 655 y 656 normalizaron la composición de los cables más adecuados a los aparatos de elevación. Es importante que los alambres de los cordones encuentren un buen apoyo sobre los alambres de las capas precedentes. Por esta razón, los cables Seal-Lay de paso constante en todas las capas son más ventajosos que los cables normales de ángulo de torsión constante. La DIN 655 que normaliza los cables normales establece tres composiciones: (6 x 19), (6 x 37), (8 x 37). El cable de 6 cordones de 37 alambres está considerado como normal. La composición 6 x19 se emplea en todos los casos que presentan un fuerte desgaste, riesgos de averías mecánicas o de gargantas de poleas poco adecuadas. Para los cables de gran diámetro es aconsejable elegir la composición de 8 cordones.

En la DIN 4130 se encuentran las reglas para el dimensionamiento, basadas en ensayos y experiencia practicas. La tracción máxima en el cable de elevación se obtiene considerando:

$$S = \frac{P + Q}{i'' \cdot \eta} = 1300 [Kg]$$

S: tracción máxima en el cable de elevación, [Kg]

P: carga máxima nominal del aparato, P = 5000 [Kg]

Q : peso propio del conjunto de suspensión de la carga, $Q = 100 \text{ [Kg]}$

i'' : número de ramales, $i = 4$

η : rendimiento del aparejo, $\eta = 0.97$

El diámetro del cable se calcula mediante la ecuación:

$$d = k \sqrt{S} = 12 \text{ [mm]}$$

d : diámetro del cable, [mm]

k : coeficiente, según H. Ernst vol I pag. 19: $k = 0.33$

Grupo	Frecuencia de los movimientos	Importancia de la carga
I	Movimiento de precisión	Sin precisar
II	Movimiento poco frecuente	Raramente plena carga
III	Movimiento frecuente	Raramente plena carga
	Movimiento poco frecuente	Plena carga
IV	Movimiento frecuente	Plena carga

TABLA 8: Clasificación en grupos de los cables para maquinas de elevación (H. Ernst) (1)

Grupo	Cable		Tambor C_2	Polea C_1
	λ	k		
I	6	0.31	6	6
II	6	0.31	7	7
III	7	0.33	8	8
IV	8	0.36	9	10

TABLA 9: Factor de seguridad λ y coeficientes k y c (H. Ernst) (1)

S : tracción máxima en el cable de elevación, $S = 1300 \text{ [Kg]}$

Además del diámetro del cable, se debe conocer la carga mínima de rotura del mismo para su selección. Está viene dada por la ecuación:

$$S_{rot} = \lambda \cdot S = 9100 \text{ [Kg]}$$

S_{rot} : carga mínima de rotura, [Kg]

λ : coeficiente de seguridad según tabla 9: $\lambda = 7$

S : tracción máxima en el cable de elevación, $S = 1300 \text{ [Kg]}$

Con los valores de d y S_{rot} , de catalogo de cables de acero Jordi (www.jordisl.com) se selecciona un cable de alma textil (AT):

CABLE: $6 \times 37 + 1AT$
DIAMETRO: $d_c = 14 [mm]$

MUY FLEXIBLES
 Composición $6 \times 37 + 1$



Diámetro en mm.		Peso en Kg/m.	Carga rotura 160 kg.m/m ²
Cable	Alambre		
5	0.23	0.085	1340 kg
6	0.28	0.125	2160 kg
8	0.37	0.224	3300 kg
10	0.45	0.330	4850 kg
11	0.50	0.410	6000 kg
12	0.55	0.495	7250 kg
14	0.65	0.691	10100 kg
15	0.70	0.801	11750 kg
16	0.75	0.918	13450 kg
18	0.85	1.179	17250 kg
20	0.95	1.492	21550 kg
22	1.05	1.796	26300 kg
25	1.15	2.160	31600 kg
30	1.40	3.203	46850 kg
35	1.67	4.400	65080 kg

Características del cable de elevación (12)

5.4 – Poleas

5.4.1 - Generalidades de las poleas

La polea es un elemento de la grúa cuya función es la de cambiar la dirección del cable o servir de elemento de acoplamiento entre grúa y carga. Existen dos tipos de poleas, las de radios o las de alma central. Las utilizadas en la presente grúa son todas de alma central debido a que se obtienen a partir de un redondo de acero del diámetro suficiente.

El acoplamiento entre la polea y el eje se puede realizar mediante casquillos de bronce (cojinetes) o rodamientos, siendo esta última opción la que se utilizará en todas las poleas de la grúa, por las mejores prestaciones que ofrece.

5.4.2 - Perfil de la garganta de las poleas

El perfil de la garganta está normalizado según la DIN 15061. La garganta es de gran importancia para la vida de los cables. El cable ha de ajustarse en las gargantas de forma que no quede ni muy apretado por problemas de acúñamiento, ni muy holgado por problemas de aplastamiento.

Normalmente se da a las gargantas el perfil formado por un arco de circunferencia de 135° y diámetro ligeramente superior al del cable. Dos rectas convergentes a 45° , hasta una altura total de 1,5 a 2 veces el diámetro del cable. Esta construcción puede verse en la figura 18. Los datos de la normativa están recogidos en la tabla 10 que sigue a la figura.

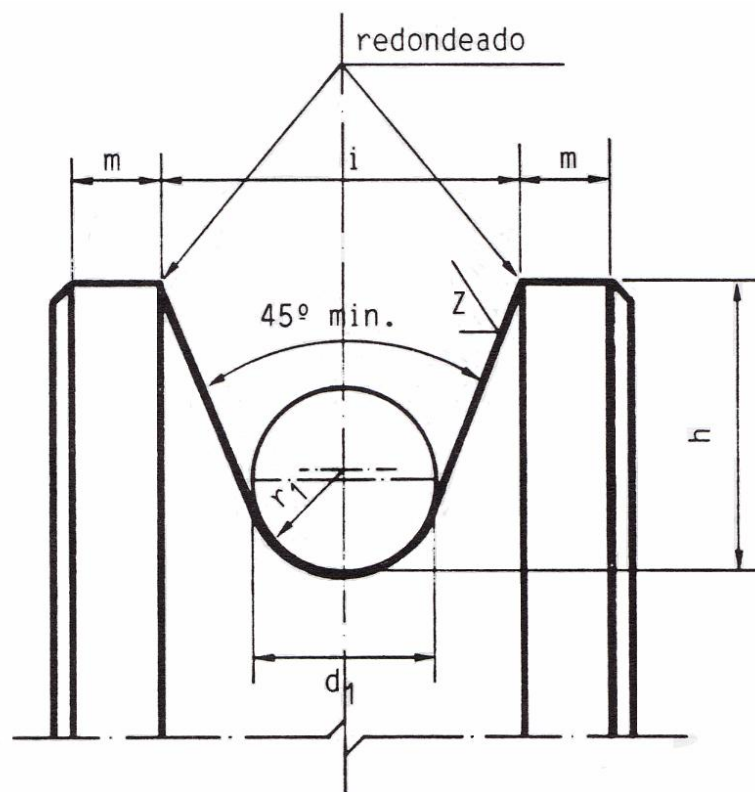


FIGURA 18: Garganta de la polea.

Radio de garganta		h	i	m	Ø _{nominal} del cable
r ₁	Diferencia adm. para precisión				d ₁
1,6	+0,2	8	9	2	3
2,2		10	11	2	4
2,7		12,5	14	2	5
3,2		12,5	15	3	6
3,7		15	17	4	7
4,2		15	18	4	8
4,8		17,5	21	4,5	9
5,3	+0,3	17,5	22	4,5	10
6		20	25	5	11
6,5		20	25	5	12
7		22,5	28	5	13
7,5		25	31	6	14
8		25	31	6	15
8,5	+0,4	27,5	34	6	16
9		30	37	6	17
9,5		30	38	6	18
10		32,5	40	7	19

TABLA 10: Definición de perfiles de garganta de poleas según DIN 15061

5.4.3 - Tamaño global de la polea

El tamaño de la polea aconsejado dependerá tanto del diámetro del cable como del uso del apartado de elevación y de la polea en concreto. Cuanto más pequeño sea el diámetro de la polea respecto del aconsejado, menor será la vida del cable (por las sollicitaciones de flexión). Los cálculos necesarios para determinar el diámetro primitivo mínimo de la polea están normalizados por las normas DIN 4130 según la ecuación:

$$D_p = c_1 \sqrt{S} = 288 \text{ [mm]}$$

D_p : diámetro primitivo de la polea, [mm]

S : tracción máxima sobre el cable, $S = 1300 \text{ [Kg]}$

c_1 : coeficiente según tabla 9, $c_1 = 8$

5.4.4 – Selección de los rodamientos de la polea

Se usa la capacidad de carga dinámica “C” para los cálculos en que intervienen rodamientos sometidos a esfuerzos dinámicos, es decir, al seleccionar un rodamiento que gira sometido a carga, y expresa la carga que puede soportar el rodamiento alcanzando una duración nominal de 1000000 de revoluciones.

Para rodamientos que funcionan a velocidad constante, es mas conveniente expresar la duración nominal en horas de servicio, usando para ello la ecuación:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 n} \left(\frac{C}{P_{rod}} \right)^p \Rightarrow C = P_{rod} \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{1000000}} = 28700 [kN] = 28.7 [kN]$$

L_{10h} : duración nominal en horas de servicio, $L_{10h} = 10000 [hs]$

n : velocidad constante de rotación, $n = 18 [rpm]$

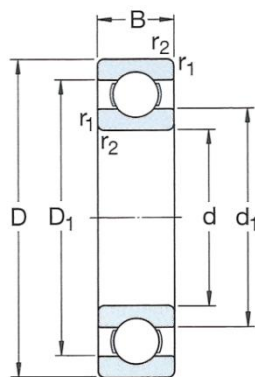
C : capacidad de carga dinámica, $[N]$

P_{rod} : carga dinámica equivalente sobre el rodamiento, $P_{rod} = S = 1300 [Kg] = 13000 [N]$

p : exponente de la formula de duración, $p = 3$, para rodamientos a bola

$p = 10/3$, para rodamientos a rodillos

De catalogo SKF selecciono un rodamiento rígido de simple hilera de bolas:



Rodamiento N° 6212 – 2RS1

$d = 60 [mm]$

$D = 110 [mm]$

$H = 22 [mm]$

$C = 55.3 [kN]$

Peso: $0.78 [Kg]$

5.4.5 – Especificaciones de la polea

Referencia	Descripción	Medida [mm]
a	Diámetro entre gargantas	Ø 280
b	Diámetro exterior	Ø 335
c	Diámetro exterior del cubo	Ø 140
d	Diámetro interior del cubo	Ø 110
e	Ancho del cubo	50
f	Ancho de la garganta	44
g	Radio de la garganta	7.5
	Rodamiento (cantidad 2)	6212 – 2RS1

TABLA 11: Características de la polea

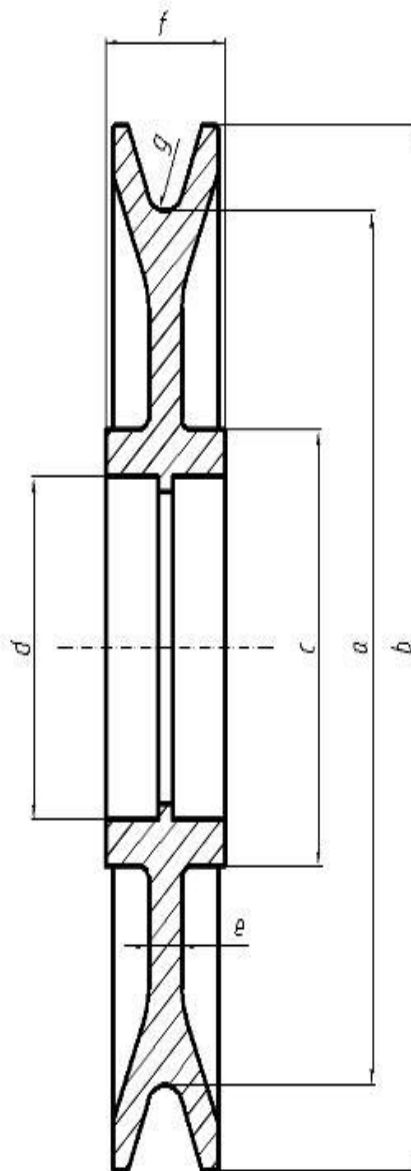


FIGURA 19: Polea

5.4.6 – Eje de las poleas

Las dimensiones adoptadas para el eje de las poleas se deben verificar estáticamente y a la resistencia a la fatiga, tal como se realizó en el apartado 5.2.2 para el cálculo de la traviesa. El material con que se construirá el eje de las poleas es SAE 4140 con una tensión a la tracción admisible $\sigma_{adm} = 20$ [Kg/mm²]. Al cual se le realizará un tratamiento térmico de temple a 840 °C y un revenido a 600 °C, con el cual se obtiene una dureza de HB 300, mejorando la resistencia del mismo.

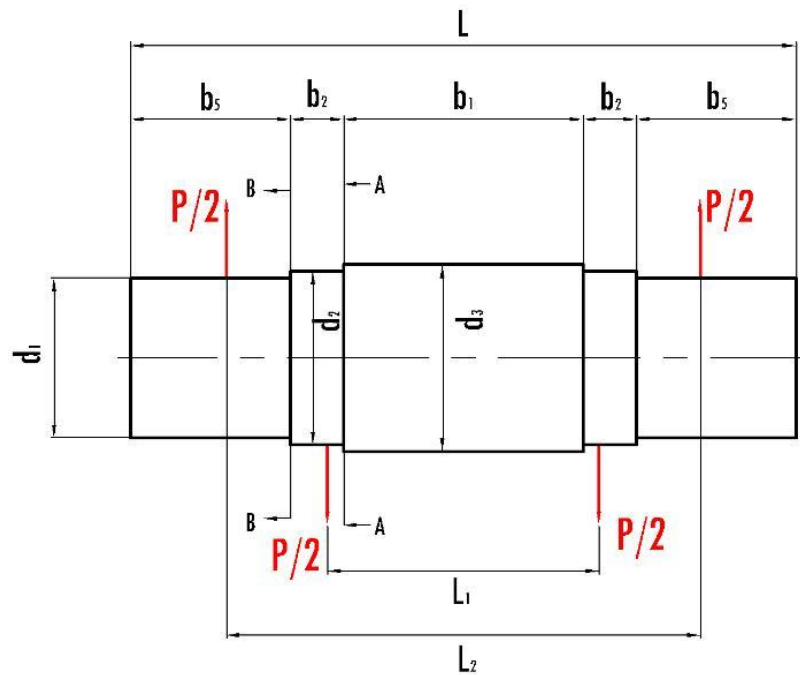
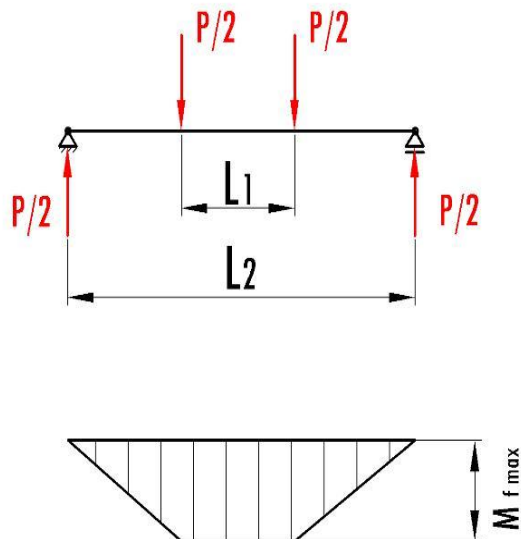


FIGURA 20: Eje poleas.

d_1 [mm]	d_2 [mm]	d_3 [mm]	b_1 [mm]	b_2 [mm]	b_3 [mm]	L_1 [mm]	L_2 [mm]	L [mm]
60	65	70	90	20	60	102	178	250



$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_{nec}} = 3.53 \left[\frac{Kg}{mm^2} \right] \leq \sigma_{adm}$$

FIGURA 21: Diagrama de fuerzas.

σ_f : tensión máxima debido a la flexión, $[Kg/mm^2]$

M_f : momento flexor máximo, $M_f = P (L_2 - L_1)/4 = 95000 [Kgmm]$

P : carga máxima sobre el gancho, $P = 5000$ [Kg]

W_{nec} : modulo resistente de la sección, $W_{nec} = \pi \cdot d_2^3 / 32 = 26947.6$ [mm³]

σ_{adm} : tensión admisible del material a la tracción, para acero SAE4140:

$$\sigma_{adm} = 20 \text{ [Kg/mm}^2\text{]}$$

Verificación de la resistencia a la fatiga:

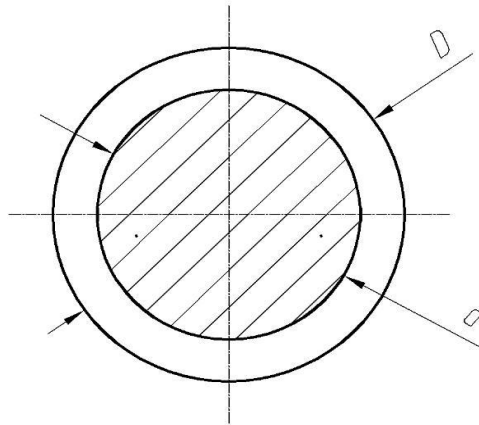


FIGURA 22: Corte de las secciones AA y BB

	Sección A-A	Sección B-B
k_a	0.72	0.72
k_b	0.75	0.75
k_d	1	1
r	2	1
q	0.79	0.7
D/d	1.1	1.1
r/d	0.03	0.02
K_t	2.12	2.35
K_f	1.88	1.95
k_e	0.53	0.51
σ_o [Kg/mm ²]	40	40
σ_{OG} [Kg/mm ²]	11.5	11
M_f [Kgmm]	95000	60000
W [mm ³]	26947.6	21195
σ_f [Kg/mm ²]	3.53	2.83
v	3.26	3.89

TABLA 12: Verificación a la fatiga del eje de la polea (valores de los coeficientes según gráficos apartado 5.2.2)

σ_{OG} : limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico, [Kg/mm²]

$$\sigma_{OG} = k_a \cdot k_b \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_o$$

σ_0 : límite de resistencia a la fatiga obtenido mediante ensayos, $[\text{Kg/mm}^2]$

k_a : factor de superficie

k_b : factor de tamaño

k_d : factor de temperatura

k_e : factor de modificación por concentración del esfuerzo:

$$k_e = \frac{1}{K_f}$$

K_f : factor de reducción de resistencia a fatiga

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

q : factor de sensibilidad a ala entalla

K_t : factor de concentración de esfuerzo

v : factor de seguridad para la fatiga

$$v = \frac{\sigma_{OG}}{\sigma_A}$$

σ_f : tensión máxima debido a la flexión, $[\text{Kg/mm}^2]$

M_f : momento flexor máximo, $[\text{Kgmm}]$

W_{nec} : modulo resistente de la sección, $[\text{mm}^3]$

6 – SISTEMA DE ELEVACION DE LA CARGA

6.1 – Tambor

La función de los tambores de cables es la de ir almacenando el cable sobrante al producirse la elevación de la carga. Podemos dividir los tambores de elevación en dos grandes grupos:

- *De una capa*: el cable se enrolla en una sola capa a lo largo de la longitud del tambor.
- *De varias capas*: el cable se enrolla en capas sucesivas.

Para las maquinas de elevación los tambores de cables deben ser lo suficientemente grandes para permitir el arrollamiento total del cable en una única capa. Los tambores lisos con varias capas de cable, solo se usan en cabrestantes para las obras públicas, en cucharas mecánicas y en los tambores de almacenamiento que se encuentran detrás de las poleas de fricción, almacenando grandes longitudes de cable con tensión reducida.

Los tambores se fabrican de fundición de hierro, de acero fundido o en construcción de chapa de acero soldada, estos últimos permiten economías considerables en peso y son más económicos.

6.2 – Perfil de la garganta

La siguiente figura y tabla muestran las dimensiones que ha de tener el perfil de la garganta del tambor, según la DIN 15601.

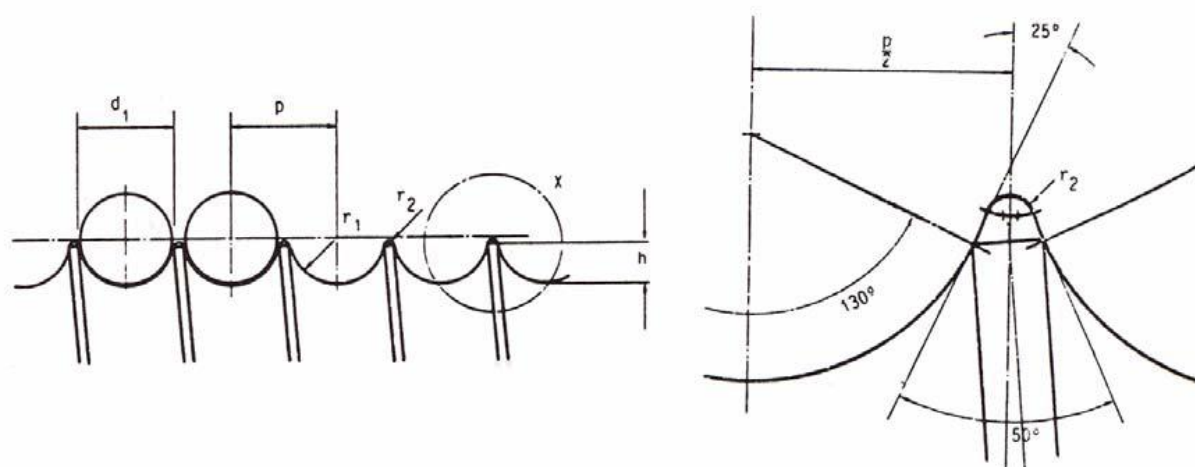


FIGURA 23: Notación para el perfil de garganta del tambor según DIN 15601 (1)

La tabla que hace referencia a la anterior figura es la siguiente:

Radio de garganta		p	h	r_2	Diámetro nominal del cable
r_1	dif. Adm.				d_1
5,3	0,2	11,5	4	0,8	10
6		13	4,5	0,8	11
6,5		14	4,5	0,8	12
7		15	5	0,8	13
7,5		16	5,5	0,8	14
8		17	6	0,8	15
8,5		18	6	0,8	16
9		19	6,5	0,8	17
9,5		20	7	0,8	18
10		21	7,5	0,8	19
10,5		22	7,5	0,8	20

TABLA 13: Dimensiones del perfil de garganta (Unidades en mm)

Luego para el diámetro de cable que empleado en la grúa (14mm) la designación del perfil de garganta para el tambor es:

Cable 14mm: Perfil de garganta DIN 15061 – 7.5 × 16

6.3- Dimensionado del tambor

El diámetro de arrollamiento de un tambor se calcula según DIN 4130, y debe tenerse en cuenta que el diámetro del mismo debe ser igual o mayor que el diámetro de las poleas de armadura.

$$D_t = c_2 \sqrt{S} = 288 [mm] \Rightarrow \text{Adopto } D_t = 350 [mm]$$

D_t : diámetro primitivo del tambor, [mm]

c_2 : coeficiente según tabla 9, $c_2 = 8$

S : tracción máxima sobre el cable, $S = 1300 [Kg]$

El número de espiras para elevar la carga 6 metros se calcula:

$$n' = \frac{L}{\pi D_t} = 11 [\text{espiras}]$$

n' : número de espiras

L : longitud del cable a enrollar, $L = 12000 [mm]$

D_t : diámetro primitivo del tambor, $D_t = 350 [mm]$

Es necesario dejar 2 o 3 espiras muertas, para reforzar la fijación del cable e impedir que la carga quede colgando de ésta, aun en el caso que el gancho alcance la posición más baja. Por otro lado, hay que tener en cuenta que la tuerca para guía del cable debe permitir un arrollamiento completo del mismo, por lo que el tambor debe estar provisto con 2 o 4 espiras adicionales.

- Numero de espiras para enrollar el cable: $n_c = n + 3 = 14 [\text{espiras}]$
- Numero de espiras en el tambor: $n_t = n_c + 4 = 18 [\text{espiras}]$

El tambor se encuentra solicitado a torsión, flexión por la tracción del cable y a compresión causada por el apriete del cable. Los esfuerzos de torsión son pequeños y por ello despreciables. Normalmente también los esfuerzos de flexión son despreciables, excepto para los tambores de longitud excesiva. Resulta, por lo tanto,

que el espesor de un tambor debe elegirse de acuerdo con la sollicitación del arrollamiento.

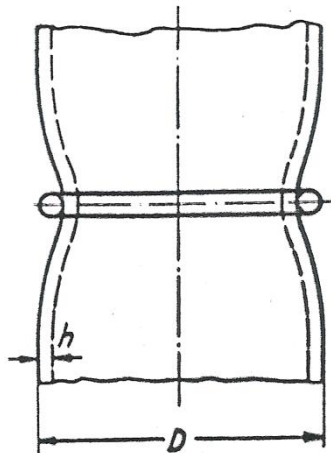


FIGURA 24: Deformación de un tambor bajo la influencia de una espira de cable única.(1)

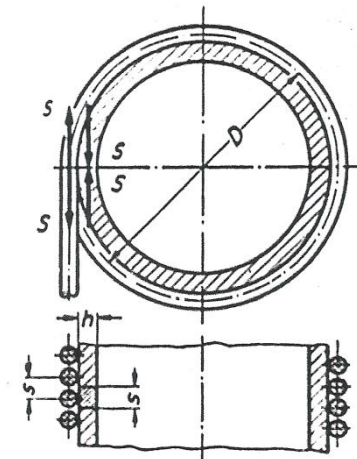


FIGURA 25: Sollicitación a compresión del tambor en el caso de un arrollamiento completo.(1)

El arrollamiento sollicita al tambor a compresión y a flexión. El tipo de sollicitación se pone en evidencia imaginando un tambor que soporta una única espira de cable (figura 24). Bajo la influencia de la tracción del cable el tambor se comprime con la máxima deformación debida al arrollamiento. A medida que nos alejamos de la espira, la deformación, y consecuentemente el esfuerzo debido a la compresión, disminuye. El perfil del tambor deformado es el que presenta la figura 24, mostrando que existe una sollicitación a flexión en sentido paralelo al eje del tambor. Los esfuerzos máximos debido a una sola espira son los siguientes:

- A compresión: $\sigma = 0.93 S \sqrt[4]{\frac{1}{D_t^2 \cdot h^6}}$
- A flexión: $\sigma_f = 1.61 S \sqrt[4]{\frac{1}{D_t^2 \cdot h^6}}$

σ : tensión del tambor debida la compresión del cable, [Kg/mm²]

σ_f : tensión del tambor debida a la flexión del cable, [Kg/mm²]

h : espesor del tambor, [mm]

S : tracción máxima sobre el cable. [Kg]

D_t : diámetro primitivo del arrollamiento, [mm]

En servicio normal, el tambor nunca será cargado por una sola espira aislada. Siendo corriente que el arrollamiento del cable bajo tensión se empiece desde un

extremo del tambor, se podrá obtener el esfuerzo total soportado por este recubierto totalmente de espiras, calculando los esfuerzos causados por cada espira aisladamente y superponiéndolos. En este caso, la sollicitación de la flexión local será nula, porque, si la tracción no varia, la deformación por compresión es constante y la generatriz del tambor permanecerá recta. No obstante, los esfuerzos de compresión se añadirán hasta que la sección correspondiente al paso del enrollamiento sea sollicitada por la tracción del cable (figura 22). Bajo esta hipótesis el esfuerzo de compresión se calcula como sigue:

$$\sigma = \frac{S}{h \cdot p'}$$

σ : esfuerzo de compresión sobre el tambor, [Kg/mm²]

h : espesor del tambor, [mm]

p' : paso del arrollamiento, [mm]

S : tracción máxima sobre el cable, [Kg]

Pero esta hipótesis no se cumple siempre en forma exacta. Porque cuando se coloca la primera espira, el tambor no sufre la deformación total, que es el resultado del arrollamiento completo. A medida que la deformación del tambor aumenta bajo la influencia de las espiras, la tracción del cable de las primeras espiras disminuye. La fricción del cable sobre el tambor evita que las tensiones se equilibren de un extremo a otro del arrollamiento. Para el tambor completamente recubierto de espiras se tiene para el esfuerzo de compresión:

$$\sigma = 0.85 \frac{S}{h \cdot p'} = 4.93 \left[\frac{Kg}{mm^2} \right] < \sigma_{adm}$$

Considerando que el tambor se construye de chapa de acero SAE 1040 soldada con $\sigma_{adm} = 8$ [Kg/mm²] y un espesor del tambor igual al diámetro del cable, es decir, $h = 14$ [mm].

Los tambores de cable deben estar provistos de dos pestañas de una altura igual a una vez y media del diámetro del cable. Los costados del tambor (pestañas) son sollicitados a flexión por la componente que resulta de la inclinación del cable. Esta componente H puede ser estimada en un 10% de la tracción del cable. El esfuerzo a flexión de las pestañas se calcula:

$$\sigma_f = 1.44 \left(1 - \frac{2}{3} \frac{D_M}{D} \right) \frac{H'}{e^2} \Rightarrow e = \sqrt{1.44 \left(1 - \frac{2}{3} \frac{D_M}{D} \right) \frac{H'}{\sigma_{adm}}} = 3.61 \text{ [mm]}$$

$$\text{Adopto } e = 8 \text{ [mm]}$$

H' : componente que resulta de la inclinación del cable, $H = 130 \text{ [Kg]}$

e : espesor de la pestaña, $[mm]$

D : diámetro del tambor, $D = 350 \text{ [mm]}$

D_M : diámetro del cubo, $D_M = 160 \text{ [mm]}$

σ_{adm} : tensión admisible del material, para acero SAE 1040: $\sigma_{adm} = 10 \text{ [Kg/mm}^2\text{]}$

La longitud del tambor se determina teniendo en cuenta que sobre el mismo se enrollan los cables correspondientes a 2 ramales del mecanismo de elevación, uno hacia la derecha y el otro hacia la izquierda.

$$L_t = 2L_1 + 2L_2 + L_3 + 2e = 746 \text{ [mm]}$$

L_T : longitud total del tambor, $[mm]$

L_1 : longitud necesaria para la fijación del cable al tambor, $L_1 = 50 \text{ [mm]}$

L_2 : longitud necesaria para enrollar el cable para elevar la carga 6 metros

$$L_2 = n_c \cdot p = 240 \text{ [mm]}$$

L_3 : separación entre los dos ramales, $L_3 = 150 \text{ [mm]}$

e : espesor de la pestaña del tambor, $e = 8 \text{ [mm]}$

Sobre la longitud de separación entre los dos ramales L_3 , el perfil de la garganta del tambor continua su desarrollo por 4 espiras adicionales, permitiendo el desplazamiento de la tuerca guía del cable para que no interfiera con el enrollamiento del mismo.

6.4 – Inclinación del cable

Los ramales ascendentes y descendentes del cable deben estar, si es posible, en el plano de las gargantas del tambor y de las poleas para evitar que el cable de saltos. Frecuentemente es necesario, por razones de construcción, dar al cable una cierta inclinación con el plano de las gargantas. Está inclinación es solo admisible si el cable no tiende a saltar el borde de la llanta, pues de lo contrario se saldría de la garganta o tambor.

6.4.1 – Inclinación del cable en la polea

La inclinación máxima admisible del cable en una distancia de 1000 [mm] al centro de la polea es:

$$t_{max} = \frac{2000 \tan \beta}{\sqrt{1 + \frac{D}{k}}} = 311 \text{ [mm]}$$

β : ángulo de inclinación de la pared de la garganta, $\beta = 22.5^\circ$

D : diámetro de la polea, $D_p = 335 \text{ [mm]}$

k : profundidad de la garganta, $k = 27.5 \text{ [mm]}$

Para nuestro caso la máxima inclinación del cable en la polea se produce cuando el cable se ha desenrollado completamente.

$$\tan \gamma = \frac{186}{7000} = 1.64^\circ$$

A una distancia de 1000 [mm] del eje de la polea el valor de “t” vale:

$$t = 1000 \tan \gamma = 28.6 \text{ [mm]} < t_{max}$$

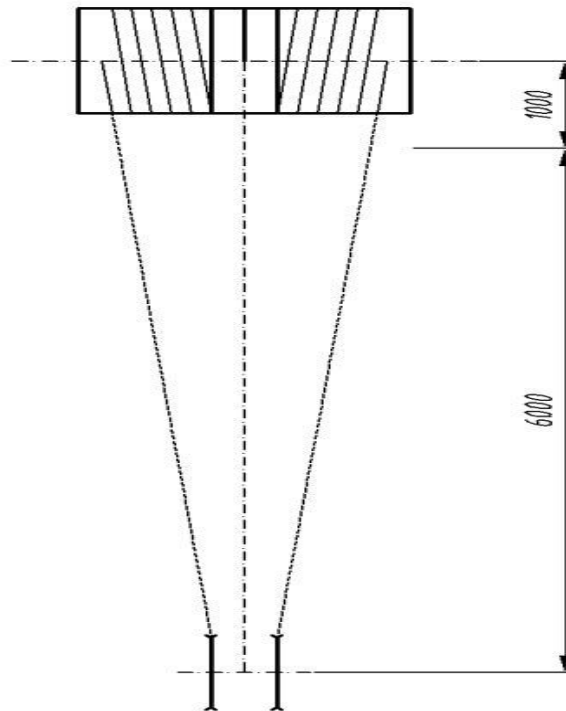


FIGURA 26: Esquema Inclinación del cable en la posición inferior.

6.4.2 – Inclinación del cable en el tambor

Las ranuras helicoidales del tambor (figura 27) tienen la inclinación $\tan \theta = S/\pi.D$. Del lado del tambor vacío (según el sentido de inclinación de las ranuras) la inclinación α_1 del cable está limitada por el hecho de que él no debe montar sobre la arista de la ranura; y del lado de las espiras precedentes (en sentido contrario a la inclinación de las ranuras), su inclinación α_2 está igualmente limitada por el hecho de que no debe tocar la espira anterior.

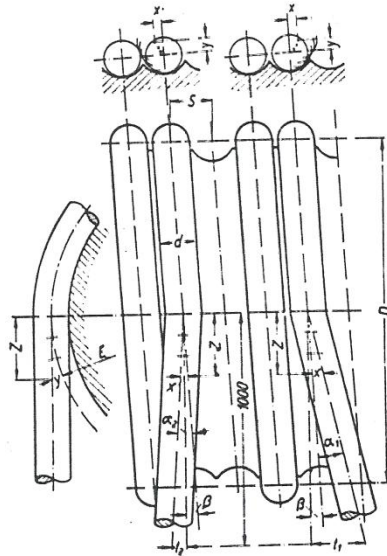


FIGURA 27: Inclinación del cable sobre el tambor.(1)

La inclinación admisible para una distancia de 1000 [mm] es:

$$t_1 = 1000 \tan(\alpha_1 + \beta) \Rightarrow \alpha_{1max} = \tan^{-1}\left(\frac{t_1}{1000}\right) - \beta = 4^\circ$$

$$t_2 = 1000 \tan(\alpha_2 - \beta) \Rightarrow \alpha_{2max} = \tan^{-1}\left(\frac{t_2}{1000}\right) - \beta = 3.8^\circ$$

t_1 : máxima inclinación del cable por 1000 [mm], en sentido de inclinación de las ranuras.

$$\frac{D_t}{d_c} = \frac{\text{Diámetro del tambor}}{\text{Diámetro del cable}} = 25 \rightarrow t_1 = 84 \text{ [mm]}$$

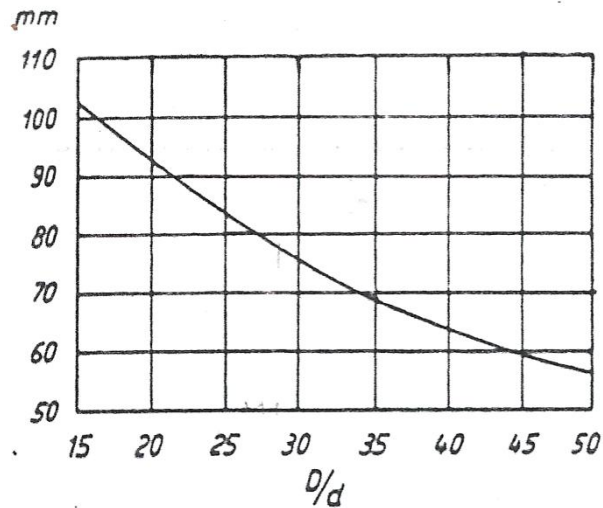


FIGURA 28: Máxima inclinación del cable t_1 por 1000 mm (en el sentido de inclinación de las ranuras) (1)

t_2 : máxima inclinación del cable por 1000 [mm], en sentido contrario a la inclinación de las ranuras, $t_2 = 52$ [mm]

$$\frac{p}{d_c} = \frac{\text{Paso de las ranuras}}{\text{Diámetro del cable}} = 1.14$$

$$\frac{D_t}{d_c} = \frac{\text{Diámetro del tambor}}{\text{Diámetro del cable}} = 25$$

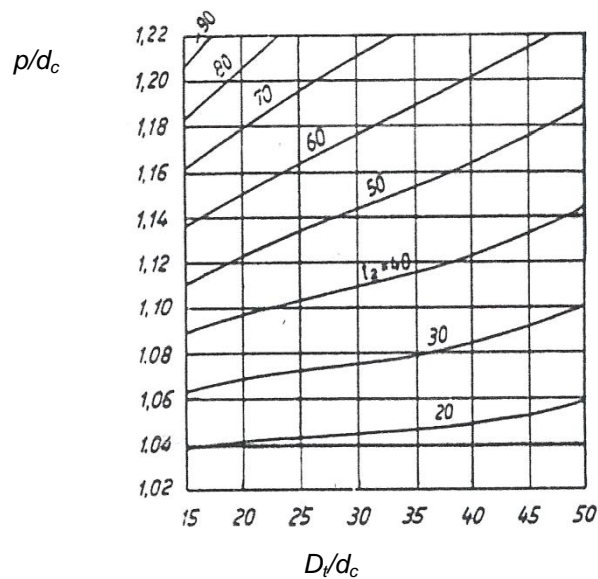


FIGURA 29: Inclinación máxima del cable t_2 por 1000 mm (en el sentido contrario a la inclinación de las ranuras) (1)

β : inclinación de las ranuras helicoidales del tambor

$$\beta = \tan^{-1} \frac{p}{\pi D_t} = 0.83^\circ$$

En nuestro caso, la máxima inclinación del cable α_1 , es decir, en sentido de inclinación de las ranuras, se produce cuando el cable se encuentra totalmente desenrollado, entonces:

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \frac{186}{7000} = 1.64^\circ < \alpha_{1max}$$

y, la máxima inclinación del cable α_2 , es decir, en sentido contrario a la inclinación de las ranuras, se produce cuando el cable se encuentra totalmente enrollado, entonces:

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \frac{7}{1000} = 0.8^\circ < \alpha_{2max}$$

6.5 – Guiado del cable

Ciertos tambores deben estar provistos de un sistema de guiado. En los aparejos eléctricos (figura 30), tal sistema adopta la forma de una tuerca que se ajusta en las ranuras vacías. Bajo la rotación del tambor, la tuerca se desplaza lateralmente y coloca el cable correctamente en las ranuras. Este dispositivo no gira y posee una hendidura para la entrada del cable-

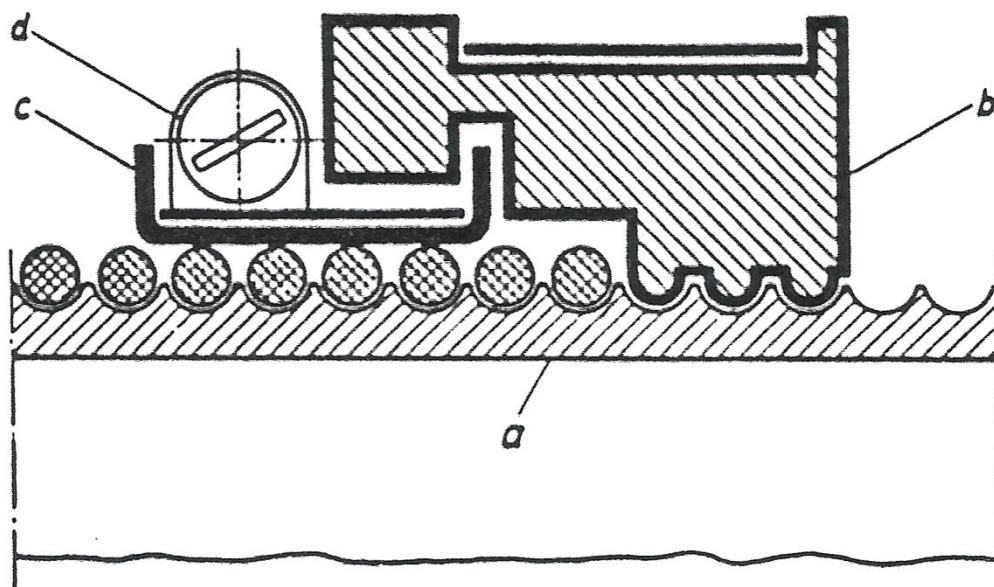


FIGURA 30: Enrollador de cable. a- tambor de cable, b- tuerca de guiado, c- anillo que se aplica sobre las espiras enrolladas, d- resorte.(1)

6.6 - Fijación del cable

Cada tambor tiene previsto un pequeño agujero en la valona a la altura de la garganta. Para fijar el cable en el tambor, hay que pasar este por el agujero hasta la cara exterior de la valona. Entonces se envuelve a través de una pieza llamada corazón, tal y como se ve en la figura 31. El corazón va entre el cable y una pieza de chapa metálica soldada a la valona. Una vez fijado el cable, éste se enrolla en las gargantas del tambor.

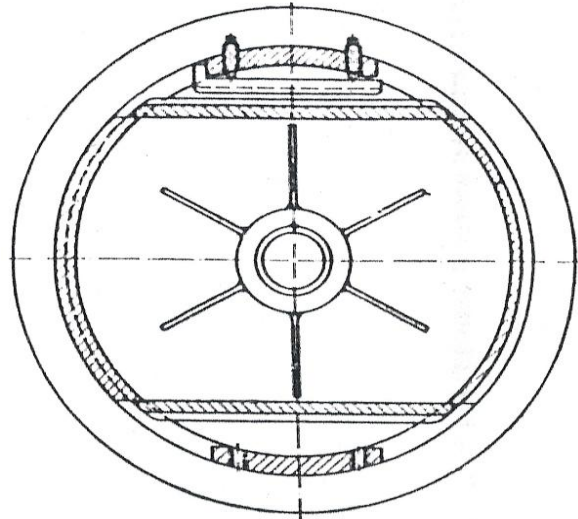


FIGURA 31: Fijación del cable al tambor. (1)

6.7 – Accionamiento

6.7.1 – Motor

Los motores de las maquinas de elevación necesitan de un gran par de arranque ya que deben poder ponerse en marcha para la elevación en carga, estando está suspendida en el aire y teniendo que acelerarla en muy poco tiempo, llevando todas las masas de cero hasta la velocidad de régimen. Su sentido de marcha debe ser reversible y deben ser capaces de ejercer un par de frenado.

Para elegir el motor hemos de basarnos en la potencia de régimen, es decir, la potencia que da el motor para levantar o desplazar la plena carga a velocidad normal de régimen, después del periodo de aceleración.

$$N_R = \frac{T v}{75 \eta} = 10.75 [CV] = 8 [KW]$$

N_R : potencia de régimen, [CV] (1 CV = 0.75 KW)

T : carga sobre el tambor debido a la tensión del cable, $T = 2600 [Kg]$

v : velocidad del cable de elevación, $v = 16 \text{ [m/min]} = 0.27 \text{ [m/seg]}$

η : rendimiento mecánico, $\eta = \eta_p \cdot \eta_r \cdot \eta_t = 0.87$

η_p : rendimiento del aparejo, para 4 ramales: $\eta_p = 0.97$

η_r : rendimiento del reductor, $\eta_r = 0.94$

η_t : rendimiento del tambor, $\eta_t = 0.96$

Pero el conocimiento de la potencia de régimen no es suficiente para elegir un motor. Muy frecuentemente la potencia que se puede pedir a un motor no solo esta limitada por su par, sino también por el calentamiento del motor, que debido al aislamiento, no debe sobrepasar cierto límite. Además, el calentamiento depende del tipo de servicio, marcha continua o intermitente. La temperatura de un motor de marcha continua aumenta progresivamente hasta una temperatura máxima en que la generación y la evacuación de calor se equilibran (figura 32). En marcha intermitente, como es lo corriente en las maquinas de elevación, el motor se enfría durante los tiempos de parada. Después de un cierto número de ciclos, el motor alcanza una temperatura estacionaria que es menos elevada que la de un motor en marcha continua que suministre el mismo par. Ello significa que, admitiendo el mismo calentamiento, un motor puede suministrar una potencia superior en servicio intermitente a la de servicio continuo.

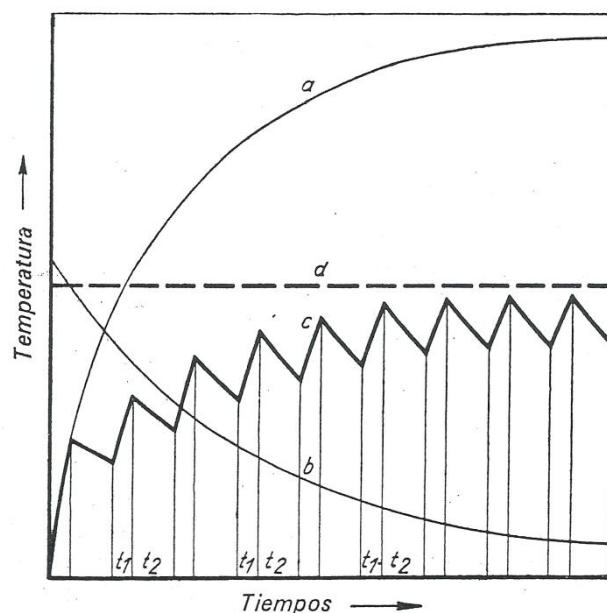


FIGURA 32: Calentamiento de un motor eléctrico dando el mismo par en el servicio continuo y en el servicio intermitente.

a- Calentamiento en servicio continuo, b- refrigeración en las paradas, c- calentamiento en servicio intermitente, t_1 - tiempo de marcha, t_2 - tiempo de parada, d- temperatura límite admisible. (1)

Por otra parte, el calentamiento depende de la importancia relativa de la carga. Un cabrestante, por ejemplo, no eleva frecuentemente más que el gancho vacío o una pequeña carga. Cuanto más raro sea el funcionamiento con plena

carga, mas se podrá pedir al motor una potencia de régimen elevada sin calentamiento excesivo.

De otra parte es posible que la carga efectiva del motor sea mayor que la potencia de régimen. Este caso se presenta para los mecanismos que aceleran masas importantes, por ejemplo, las rotaciones y traslaciones a gran velocidad de una grúa. Además del par normal, tal motor debe suministrar un par de aceleración muy elevado. Las pérdidas magnéticas y eléctricas y por consiguiente su calentamiento, son más importantes que las supuestas si solo se juzga por la potencia de régimen. En los cabrestantes, la influencia del trabajo de aceleración es corrientemente despreciable, aun en el caso de grandes velocidades de elevación.

Para elegir correctamente el tipo de motor, es necesario tener en cuenta el servicio intermitente, la carga relativa y la aceleración (despreciable en el caso del mecanismo de elevación), para ello se determina:

- Factor de carga relativa: tiene en cuenta que un ciclo completo de trabajo de la grúa se compone de movimientos con carga y movimientos en vacío. Se tiene en cuenta estas variaciones de cargas por un factor M_r que representa el momento relativo y se define por:

$$M_r = \frac{M_R + M_0}{2.M_R}$$

M_R : par en carga.

M_0 : par en vacío.

Se pueden utilizar los siguientes valores para la carga relativa (extraído de Ernst Tomo I Pág. 226)

- 0,55 a 0,6 para cabrestantes de gancho;
- 0,75 a 0,8 para cabrestantes de cucharas;
- 0,65 a 0,75 para traslación de los carros de gancho;
- 0,75 a 0,90 para traslación de puentes grúa de gancho;
- 0,85 a 0,95 para traslación de carros de cuchara;
- 0,90 a 1,00 para traslación de pórticos.

Entonces para el motor del sistema elevación tenemos:

$$M_r = 0.55 \div 0.60$$

La potencia del motor a adoptar la calculamos como:

$$N_M = r N_R = 5.92 [KW]$$

Donde $r = f (M_r)$ y se lo obtiene de Tabla 68 del Ernst Tomo I

Carga relativa M_r	0,55	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
$r = \frac{\text{potencia de catalogo}}{\text{potencia de régimen}}$	0,74	0,74	0,76	0,83	0,91	1,00

TABLA 14: Valor del factor r en función de M_r . (1)

Para nuestro caso $r = 0,74$.

- Factor de marcha:

$$ED\% = \frac{\sum \text{Tiempo de marcha}}{\sum \text{Tiempo de marcha} + \sum \text{Tiempo de parada}} \cdot 100$$

Entonces:

$$\begin{aligned} \sum \text{Tiempo de marcha} &= \text{Tiempo de elevación} + \text{Tiempo de descenso} \\ \sum \text{Tiempo de marcha} &= (30 [\text{seg}] + 30 [\text{seg}]) \cdot 2 = 120 [\text{seg}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum \text{Tiempo de parada} &= \text{Tiempo ciclo} - \sum \text{Tiempo de marcha} \\ \sum \text{Tiempo de parada} &= 546 [\text{seg}] - 120 [\text{seg}] = 426 [\text{seg}] \end{aligned}$$

Luego el factor de marcha resulta:

$$ED\% = 100 \cdot \frac{120}{426} = 28\%$$

La potencia nominal de un motor es tanto menor cuanto más elevado es su factor de marcha. En una primera aproximación, las potencias varían con la relación de las raíces cuadradas de los factores de marcha:

$$\frac{N_{60}}{N_{40}} = \frac{\sqrt{40}}{\sqrt{60}}$$

De esta manera podemos evaluar la potencia de un motor, por un factor de marcha $ED\%$ que se encuentra fuera de la gama de los factores indicados en el catalogo.

Seleccionaremos un motor del catalogo con $ED\% = 40\%$, entonces hacemos:

$$\frac{N_{40}}{N_{28}} = \frac{\sqrt{28}}{\sqrt{40}} \Rightarrow N_{40} = N_{28} \cdot \frac{\sqrt{28}}{\sqrt{40}} = 5.92 \frac{\sqrt{28}}{\sqrt{40}} = 4.95 [KW]$$

Motor	KBA 140 B 6 B5 1 IP55 7.7/40 – 400/50
Marca	DEMAG
Factor de servicio (ED%)	40 %
Revoluciones del motor [1/min]	935
Potencia del motor [KW]	7.70
Par de frenado [Nm]	138.00
Corriente nominal [A]	19.70
Tensión nominal [V]	400
Frecuencia [Hz]	50

TABLA 15: Motor-freno del mecanismo de elevación, Demag.

6.7.2 - Verificación del motor adoptado.

Lo que tenemos que verificar es el momento de arranque de nuestro motor. Este viene dada por:

$$M_A = M_1 + M_2 + M_3$$

M_1 : es el momento necesario para elevar la carga a velocidad uniforme.

M_2 : es el momento para acelerar las masas que se mueven en línea recta.

M_3 : es el momento necesario para acelerar las masas que giran.

i) *Cálculo de M_1* : para realizar este cálculo hacemos la siguiente consideración: La potencia necesaria para trasladar la carga (sobre el tambor) a velocidad uniforme será:

$$N_{trasl} = T v_c \quad (1)$$

T : carga sobre el tambor.

v_c : velocidad uniforme de la carga.

Esta potencia debe ser suministrada por el motor, tal que:

$$N_{mot} = M_{Mot} \varpi_M \quad (2)$$

M_{Mot} : par que entrega el motor.

ω_M : velocidad angular del motor.

Igualando (1) y (2):

$$M_{Mot} \varpi_M = T v_c \Rightarrow M_1 = \frac{T v_c}{\omega_M}$$

Tal que:

$$v_c = r_t \cdot \omega_t$$

r_t : radio del tambor.

ω_t : velocidad angular del tambor.

Siendo además:

$$\frac{\omega_t}{\omega_M} = i \quad \text{Relación de transmisión}$$

Entonces

$$M_1 = \frac{T \cdot r_t \cdot \omega_t}{\omega_M}$$

Finalmente introduciendo el rendimiento de la transmisión de la potencia desde el motor hasta el tambor, tenemos:

$$M_1 = \frac{T r_t i}{\eta} = 7.84 [Kgm]$$

T : carga sobre el tambor, $T = 2S = 2600 [Kg]$

r_t : radio del tambor, $r_t = 0.175 [m]$

i : relación de transmisión del reductor, $i = 0.015$

η : rendimiento mecánico, $\eta = 0.87$

ii) Cálculo de M_2

Haciendo el mismo análisis que para M_1 obtenemos:

$$M_2 = \frac{F_a \cdot r_t \cdot i}{\eta} = 0.104 [Kgm]$$

Pero F_a ahora no es la carga sobre el tambor sino la fuerza que necesitamos para acelerar la carga en un determinado tiempo.

$$F_a = m \cdot a$$

si consideramos como tiempo para la aceleración $t_a = 1$ [seg], entonces:

$$a = \frac{v_e}{t_a} = \frac{0.133 [m/seg]}{1 [seg]} = 0.133 [m/seg]$$

Entonces:

$$F_a = 2600 \cdot 0.133 = 345.8 [N] = 34.58 [Kg]$$

iii) Cálculo de M_3

El momento necesario para acelerar las masas que giran viene dado por:

$$M_3 = I_G \cdot \varepsilon_G$$

I_G : momento de inercia de las masas que giran.

ε_G : aceleración angular.

La potencia necesaria para el giro del elemento es:

$$N_G = M_G \cdot \varpi_G$$

Esta potencia deberá ser igual a la potencia entregada por el motor:

$$M_G \cdot \varpi_G = I_G \cdot \varepsilon_G \cdot \varpi_G \Rightarrow M_M = \frac{I_G \cdot \varepsilon_G}{i \cdot \eta_{mecanico}}$$

Puesto que las masas que giran son muchas, entonces tendremos:

$$M_3 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{I_G \cdot \varepsilon_G}{i_i \cdot \eta_{mecanico\ i}} \right)$$

i_i : relación de transmisión desde el elemento hasta el motor.

$\eta_{mecanico}$: rendimiento desde el elemento al motor.

En la fórmula puede verse que los mayores momentos se darán cuando $i = 1$, es decir en los elementos que giran con la velocidad del motor, por ello solo vamos a analizarlos a estos y luego corregiremos la fórmula. Entonces:

$$P/\text{ rotor motor: } \quad GD^2 = 0.0508 \text{ [Kg.m }^2 \text{]}$$

Entonces:

$$I_G = \frac{GD^2}{4g} = 1.29 \times 10^{-3} \text{ [Kgmseg}^2\text{]}$$

La aceleración angular para $t_a = 1$ [seg] y un número de revoluciones del motor $n_M = 1000$ [rpm] será:

$$\varepsilon = \frac{\omega_M}{t_a} = \frac{2 \pi n_M}{t_a} = 104.67 \left[\frac{1}{\text{seg}^2} \right]$$

Como consideramos solo las masas que giran con la velocidad del motor, es decir, con $i = 1$, tomamos un $\eta_{mecanico} = 0,98$ y un factor de corrección de 1,2 por las masas no consideradas.

$$M_3 = \frac{I_G \cdot \varepsilon_G}{i \cdot \eta_{mecanico}} = 0.14 \text{ [Kgm]}$$

Finalmente, el momento de arranque necesario será:

$$M_A = M_1 + M_2 + M_3 = 8.1 \text{ [Kgm]}$$

Verificamos ahora el momento de arranque. Se debe calcular el momento nominal del motor, este se calcula como:

$$M_N = 71620 \frac{N}{n} = 786 \text{ [Kg.cm]} = 7.86 \text{ [Kgm]}$$

M_N : momento nominal del motor, [Kg.cm]

N : potencia del motor de accionamiento, $N = 10.27$ [CV]

n : número de revoluciones del motor, $n = 935$ [rpm]

En el arranque las resistencias rotoricas permiten aumentar el momento de arranque tal que:

$$\frac{M_A}{M_N} = 2 \Rightarrow M_{A\ motor} = 2 M_N = 15.72 [Kgm] > M_{A\ nec} = 8.1 [Kgm]$$

Por lo que vemos que el motor seleccionado cumple con las solicitudes preestablecidas.

6.7.3 – Freno

Los frenos de los mecanismos de elevación deben ser capáz de mantener la carga suspendida al final del movimiento de elevación o descenso, cuando el motor se desconecta o en ausencia de tensión.

Para nuestro caso se ha escogido un motor con freno a disco incorporado, que consiste generalmente en un disco provisto de una guarnición de freno que se puede desplazar axialmente sobre el árbol que se quiere frenar.

La figura 33, muestra un motor-freno de rotor cónico deslizante. El árbol “b” del motor con el rotor “a” y el cono de freno “d” se puede desplazar axialmente en los soportes “e”. En la parada, un resorte “f” empuja el árbol sobre la derecha y aplica el cono de freno contra el cárter “d”. mientras se alimenta el motor, el rotor cónico es atraído por el bobinado del estator de forma apropiada hasta el soporte “i”. El mismo desplazamiento afloja el freno. Un amortiguador amortigua todos los desplazamientos, sobre todo el apriete del freno. El gran inter-eje de los soportes garantiza un guiado suficiente e impide que el cono de freno se acuñe.

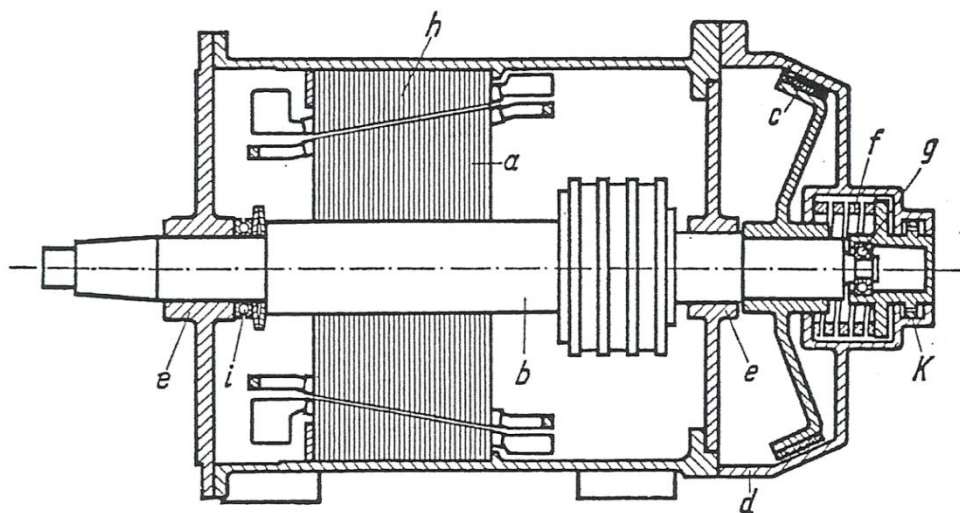


FIGURA 33: Esquema de motor-freno con desplazamiento axial del rotor y freno de cono incorporado.(1)

Para la verificación del par de frenado del motor-freno seleccionado, procedemos de la siguiente forma:

El momento de frenado al igual que el momento de arranque está constituido por tres términos.

$$M_F = M_4 + M_5 + M_6$$

M_4 : es el momento que ejerce la carga al bajar con velocidad uniforme.

M_5 : es el momento necesario para desacelerar las masas que se mueven en línea recta.

M_6 : es el momento necesario para desacelerar las masas que giran.

Para la determinación del momento de frenado es necesario conocer el rendimiento de bajada del mecanismo debido a que éste influye en las ecuaciones de momento.

A continuación se muestra un pequeño análisis para la determinación del rendimiento antes mencionado:

El rendimiento de subida es:

$$\eta_{subida} = \frac{M_{tambor}}{M_{Motor}} \Rightarrow M_{Motor} = \frac{M_{tambor}}{\eta_{subida}} \quad (\text{Con rozamiento})$$

y el momento que se pierde por rozamiento es:

$$M_{perd \times roz} = M_{tambor} \left(\frac{1}{\eta_{subida}} - 1 \right)$$

En el caso del descenso, la fuerza de rozamiento ayuda a disminuir el momento empleado por el motor (es favorable), por lo tanto el momento del motor durante el descenso será:

$$M_{motor} = M_{tambor} \times \eta_{bajada}$$

y el momento perdido por rozamiento será:

$$M_{perd \times roz} = M_{tambor} (1 - \eta_{bajada})$$

Puesto que estos momentos (perdidos por rozamiento) deben ser iguales, tenemos:

$$\left(\frac{1}{\eta_{subida}} - 1\right) = (1 - \eta_{bajada}) \Rightarrow \eta_{bajada} = 2 - \frac{1}{\eta_{subida}}$$

Recordando que el rendimiento de subida calculado fue $\eta = 0,87$:

$$\eta_{bajada} = 2 - \frac{1}{0.87} = 0.85$$

i) Cálculo del Momento M_4

Haciendo el mismo razonamiento que para el momento M_1 y teniendo en cuenta que el rozamiento ayuda, tendremos:

$$M_4 = T \cdot r_t \cdot i \cdot \eta_{bajada} = 2600 \times 0.175 \times 0.015 \times 0.85 = 5.8 \text{ [Kgm]}$$

ii) Cálculo del momento M_5

Se calcula en forma análoga a M_2 solamente que aquí se tomará como tiempo de desaceleración $t_{desac} = 1 \text{ [seg]}$, entonces:

$$-a = \frac{0.133}{1} \Rightarrow -a = 0.133 \left[\frac{m}{seg^2} \right]$$

$$F_{desac} = 2600 \times 0.133 \Rightarrow F_{desac} = 345.8 \text{ [N]} = 34.58 \text{ [Kg]}$$

Luego,

$$M_5 = F_{desac} \cdot r_t \cdot i \cdot \eta_{bajada} = 34.58 \times 0.175 \times 0.015 \times 0.85 = 0.08 \text{ [Kgm]}$$

iii) Cálculo del momento M_6

Como el freno va colocado entre el motor y reductor (salida del motor) podemos hacer las mismas consideraciones que para M_3 , tomando como tiempo de desaceleración $t_{desac} = 1 \text{ [seg]}$.

$$-\varepsilon = \frac{2 \pi n}{60 t_{desac}} = \frac{2 \pi 1000}{60} = 104.67 \left[\frac{1}{seg^2} \right]$$

Tomando como $\eta'_{bajada} = 0.97$

$$M_6 = 1.2 I_G \varepsilon i \eta'_{bajada} = 1.2 \times 1.29 \times 10^{-3} \times 104.67 \times 1 \times 0.97 = 0.16 \text{ [Kgm]}$$

El momento de frenado será:

$$M_F = M_4 + M_5 + M_6 = 5.8 + 0.08 + 0.16 = 6.04 \text{ [Kgm]} = 60.4 \text{ [Nm]}$$

Finalmente para la elección del freno se tendrá en cuenta un factor de seguridad $\varphi = 1.6$, ya que el mismo debe ser capaz de soportar la máxima carga suspendida en el aire:

$$M_F^S = M_F \varphi = 60.4 \times 1.6 = 96.64 \text{ [Nm]}$$

$$M_F^S < M_{F \text{ motor-freno}} = 138 \text{ [Nm]}$$

6.7.4 – Reductor

Para la selección del reductor se tienen en cuenta los siguientes datos:

- Momento necesario para accionar el tambor: $M_t = 4550 \text{ [Nm]}$
- Relación de transmisión: $i = 1/66$
- Factor de servicio: $\varphi = 1$
- Potencia de accionamiento: $N = 5.74 \text{ [KW]}$

Reductor	WFH 90 TS-B5.0-90-64.1
Marca	DEMAG
Tipo de reductor	Reductor angular
Ejecución árbol de salida	Árbol hueco con chaveta
Diámetro árbol de salida [mm]	90
Número de escalones	3
Relación de transmisión	64.1
Revoluciones eje de entrada [1/min]	960
Revoluciones eje de salida [1/min]	15
Par eje de salida [Nm]	7000.00
Potencia transmisible [KW]	11.00

TABLA 16: Reductor del mecanismo de elevación.

6.8 – Dimensionado del eje del tambor

Las dimensiones adoptadas para el eje del tambor se deben verificar estáticamente y a la resistencia a la fatiga, tal como se realizó en el apartado 5.2.2 para el cálculo de la traviesa. El material con que se construirá el eje del tambor es SAE 4140 con una tensión a la tracción admisible $\sigma_{adm} = 20 \text{ [Kg/mm}^2\text{]}$. Al cual se le realizará un tratamiento térmico de temple a $840 \text{ }^\circ\text{C}$ y un revenido a $600 \text{ }^\circ\text{C}$, con el cual se obtiene una dureza de HB 300, mejorando la resistencia del mismo.

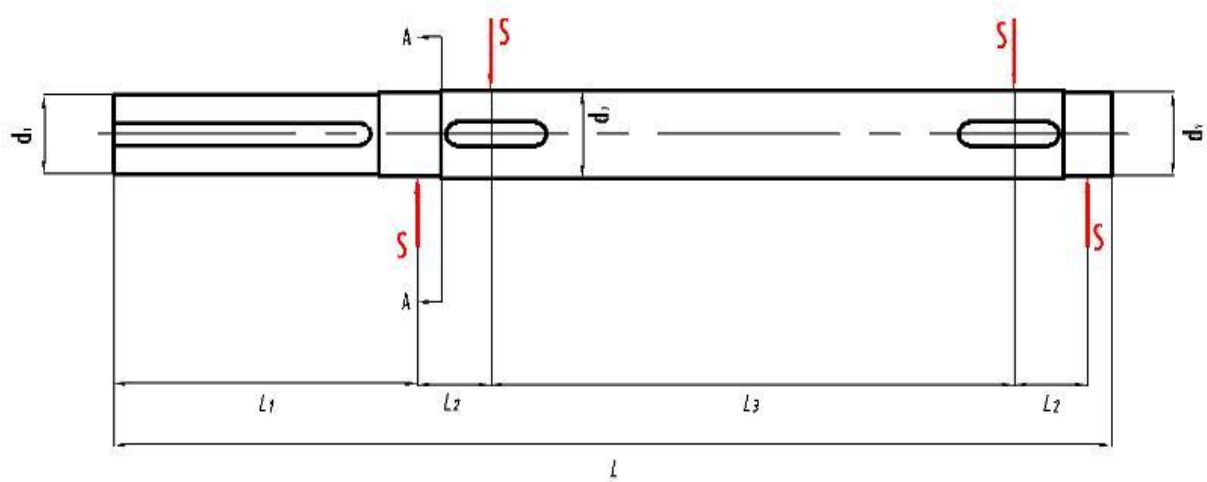


FIGURA 34: Eje del tambor.

d ₁ [mm]	d ₂ [mm]	d ₃ [mm]	L ₁ [mm]	L ₂ [mm]	L ₃ [mm]	L [mm]
90	95	100	380	92	656	1325

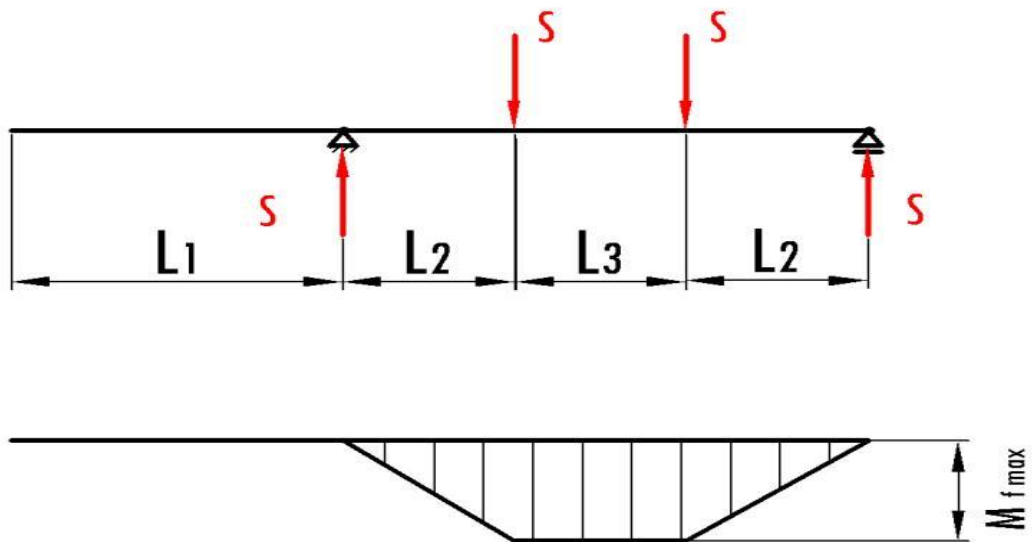


FIGURA 35: Diagrama de esfuerzos.

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} = 1.22 \left[\frac{Kg}{mm^2} \right]$$

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = 2.32 \left[\frac{Kg}{mm^2} \right]$$

σ_f : tensión máxima debido a la flexión, $[Kg/mm^2]$

τ_t : tensión máxima debido a la torsión, $[Kg/mm^2]$

M_f : momento flexor máximo, $M_f = S \cdot L_2 = 119600 [Kgmm]$

M_t : momento torsor máximo, $M_t = 2 S \cdot r_t = 455000 [Kgmm]$

S : carga máxima sobre el cable, $S = 1300 [Kg]$

W : modulo resistente de la sección, $W = \pi \times 100^3 / 32 = 26947.6 [mm^3]$

W_p : modulo resistente polar de la sección, $W_p = \pi \cdot 100^3 / 16 = 26947.6 [mm^3]$

σ_{adm} : tensión admisible del material a la tracción, para acero SAE 4140 bonificado:

$$\sigma_{adm} = 20 [Kg/mm^2]$$

La tensión combinada resulta:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \tau_t^2} = 4.2 \left[\frac{Kg}{mm^2} \right] < \sigma_{adm}$$

Verificación de la resistencia a la fatiga:

	Sección A-A
k_a	0.72
k_b	0.75
k_d	1
r	2
q	0.8
D/d	1.05
r/d	0.02
K_t	2.25
K_f	2
k_e	0.5
$\sigma_o [Kg/mm^2]$	30
$\sigma_{OG} [Kg/mm^2]$	8.44
$\sigma [Kg/mm^2]$	4.2
v	2.01

TABLA 17: Verificación a la fatiga del eje del tambor (valores de los coeficientes según gráficos apartado 5.2.2)

σ_{OG} : limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico, $[Kg/mm^2]$

$$\sigma_{OG} = k_a \cdot k_b \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_0$$

σ_0 : límite de resistencia a la fatiga obtenido mediante ensayos, [Kg/mm²]

k_a : factor de superficie

k_b : factor de tamaño

k_d : factor de temperatura

k_e : factor de modificación por concentración del esfuerzo:

$$k_e = \frac{1}{K_f}$$

K_f : factor de reducción de resistencia a fatiga

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

q : factor de sensibilidad a ala entalla

K_t : factor de concentración de esfuerzo

v : factor de seguridad para la fatiga

$$v = \frac{\sigma_{OG}}{\sigma}$$

6.9 – Determinación de los rodamientos en el eje del tambor

Tal como se vio en el apartado 5.4.4, en la selección de los rodamientos para las poleas, se realiza el cálculo en función de la carga dinámica. Los rodamientos seleccionados en este caso, son de rodillos a rotula. Estos tienen dos hileras de rodillos que ruedan sobre un camino de rodadura esférico común en el aro exterior. Cada uno de los caminos de rodadura del aro interior está inclinado formando un ángulo con el eje del rodamiento. Estos rodamientos son autoalineables y permiten flexión del eje o pequeños desplazamientos angulares del eje con relación al alojamiento. Además de cargas radiales, el rodamiento puede soportar también cargas axiales en ambos sentidos.

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 n} \left(\frac{C}{P_{rod}} \right)^p \Rightarrow C = P_{rod} \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{1000000}} = 25131 [kN] = 25 [kN]$$

L_{10h} : duración nominal en horas de servicio, $L_{10h} = 10000 [hs]$

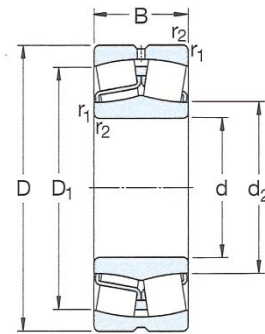
n : velocidad constante de rotación, $n = 15 [rpm]$

C : capacidad de carga dinámica, [N]

P_{rod} : carga dinámica equivalente sobre el rodamiento, $P = S = 1300 [Kg] = 13000 [N]$

p : exponente de la formula de duración, $p = 3$, para rodamientos a bola
 $p = 10/3$, para rodamientos a rodillos

De catalogo SKF seleccionó un rodamiento de rodillos a rotula:



Rodamiento N° 22219 E

$d = 95$ [mm]

$D = 170$ [mm]

$H = 43$ [mm]

$C = 380$ [kN]

Peso: 4.15 [Kg]

7 – ESTRUCTURA DEL CARRO Y BASTIDOR

7.1 – Estructura del carro

Para la simplificación del cálculo de la estructura del carro se calculará cada viga como si estuviera simplemente apoyada y se adoptará un coeficiente de mayoración de 2 en la elección de los perfiles correspondientes a cada viga, a modo de tener en cuenta esta simplificación.

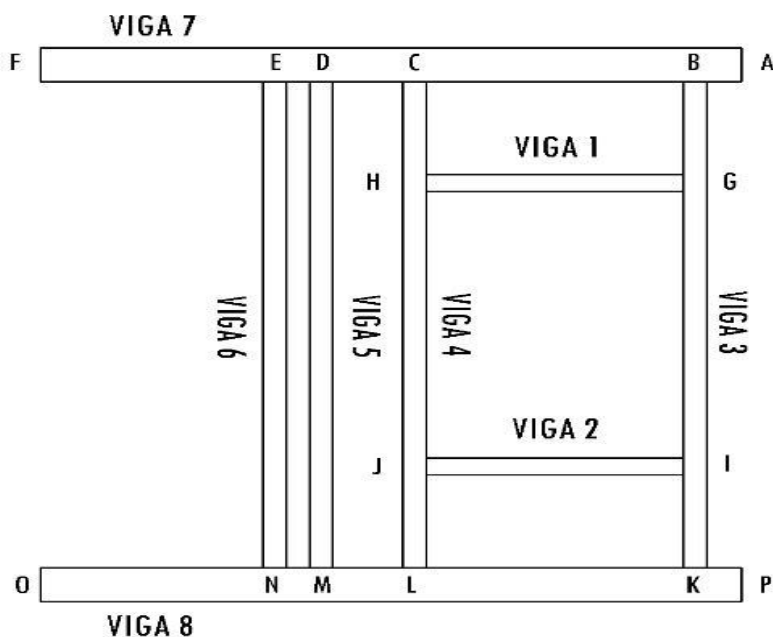
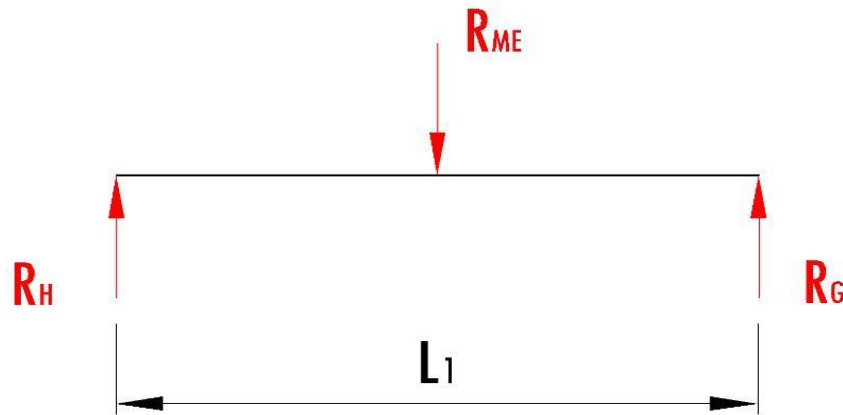


FIGURA 36: Estructura del carro.

VIGA N°	1	2	3	4	5	6	7	8
LONGITUD [mm]	600	600	1540	1540	1540	1540	1450	1450

Viga 1 y 2:

Sobre las vigas 1 y 2 se encuentra montado el mecanismo de elevación de la carga, es decir, tambor y moto-reductor.



R_{ME} : carga del mecanismo de elevación sobre la viga 1 o 2

$$R_{ME} = \frac{2S + G_{ME}}{2} = 1550 \text{ [Kg]}$$

S : tracción máxima sobre el cable, $S = 1300 \text{ [Kg]}$

G_{ME} : peso del mecanismo de elevación, $G_{ME} = 500 \text{ [Kg]}$

Para viga 1:

$$\sum M_H = 0 \rightarrow R_{ME} \frac{L_1}{2} - R_G \cdot L_1 = 0$$

$$\sum M_G = 0 \rightarrow -R_{ME} \frac{L_1}{2} + R_H \cdot L_1 = 0$$

Para viga 2:

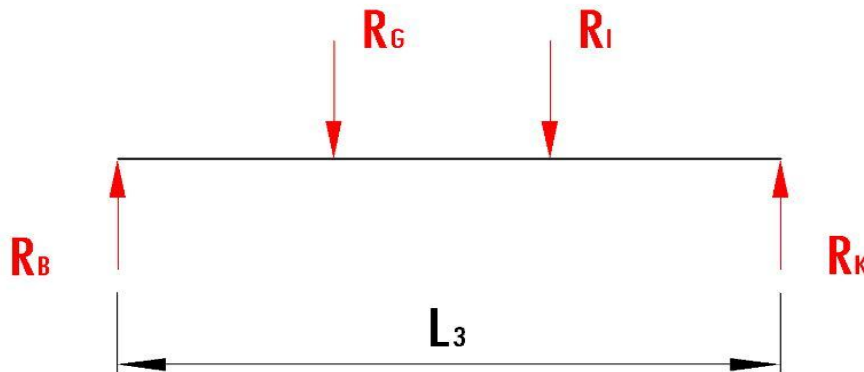
$$\sum M_J = 0 \rightarrow R_{ME} \frac{L_1}{2} - R_I \cdot L_1 = 0$$

$$\sum M_I = 0 \rightarrow -R_{ME} \frac{L_1}{2} + R_J \cdot L_1 = 0$$

Resultando:

$$R_G = R_H = R_I = R_J = \frac{R_{ME}}{2} = 775 [Kg]$$

Viga 3 y 4:



Para viga 3:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow R_G \cdot L_{BG} + R_I (L_3 - L_{IK}) - R_K \cdot L_3 = 0$$

$$\sum M_K = 0 \rightarrow R_B \cdot L_3 - R_G (L_3 - L_{BG}) - R_I \cdot L_{IK} = 0$$

Para viga 4:

$$\sum M_C = 0 \rightarrow R_H \cdot L_{CH} + R_J (L_3 - L_{JL}) - R_L \cdot L_3 = 0$$

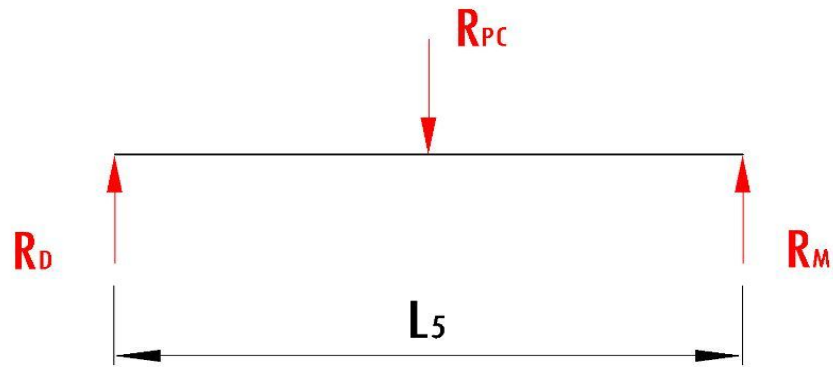
$$\sum M_L = 0 \rightarrow R_C \cdot L_3 - R_H (L_3 - L_{CH}) - R_J \cdot L_{JL} = 0$$

Resultando:

$$R_K = R_B = R_L = R_C = 775 [Kg]$$

Viga 5 y 6:

Sobre la viga 5 y 6 se encuentra la polea de compensación, llegando a la misma dos ramales de cable.



R_{PC} : carga de la polea de compensación sobre las vigas 5 y 6, $R_{PC} = 1300 \text{ [Kg]}$

Para viga 5:

$$\sum M_D = 0 \rightarrow R_{PC} \frac{L_5}{2} - R_M \cdot L_5 = 0$$

$$\sum M_M = 0 \rightarrow -R_{PC} \frac{L_5}{2} + R_D \cdot L_5 = 0$$

Para viga 6:

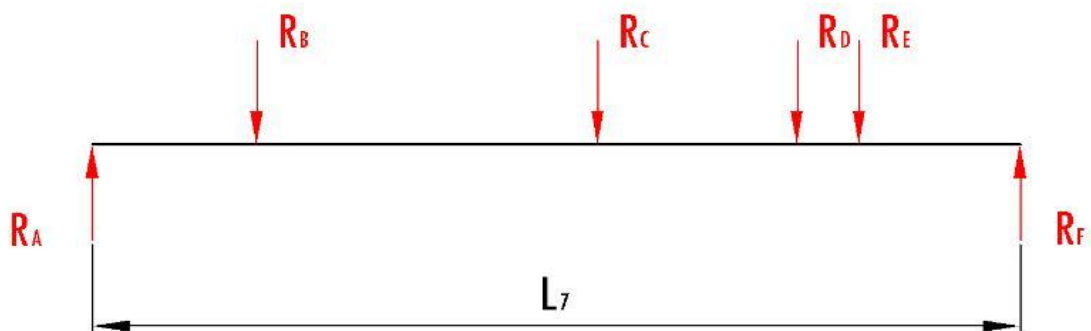
$$\sum M_E = 0 \rightarrow R_{PC} \frac{L_5}{2} - R_N \cdot L_5 = 0$$

$$\sum M_N = 0 \rightarrow -R_{PC} \frac{L_5}{2} + R_E \cdot L_5 = 0$$

Resultando:

$$R_M = R_D = R_N = R_E = 650 \text{ [Kg]}$$

Viga 7 y 8:



Para viga 7:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow R_B L_{AB} + R_C(L_{AB} + L_{BC}) + R_D(L_{AB} + L_{BC} + L_{CD}) + R_E(L_7 - L_{EF}) - R_F L_7 = 0$$

$$\sum M_F = 0 \rightarrow R_A L_7 - R_B(L_7 - L_{AB}) - R_C(L_{CD} + L_{DE} + L_{EF}) - R_D(L_{DE} + L_{EF}) - R_E L_{EF} = 0$$

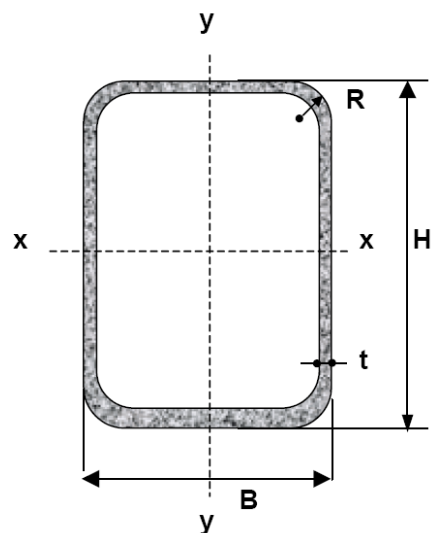
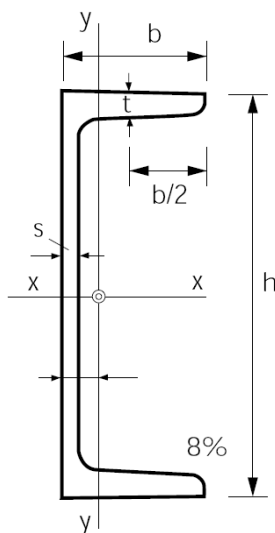
y por analogía para viga 8, resulta:

$$R_P = R_A = 1635 \text{ [Kg]}$$

$$R_O = R_F = 1215 \text{ [Kg]}$$

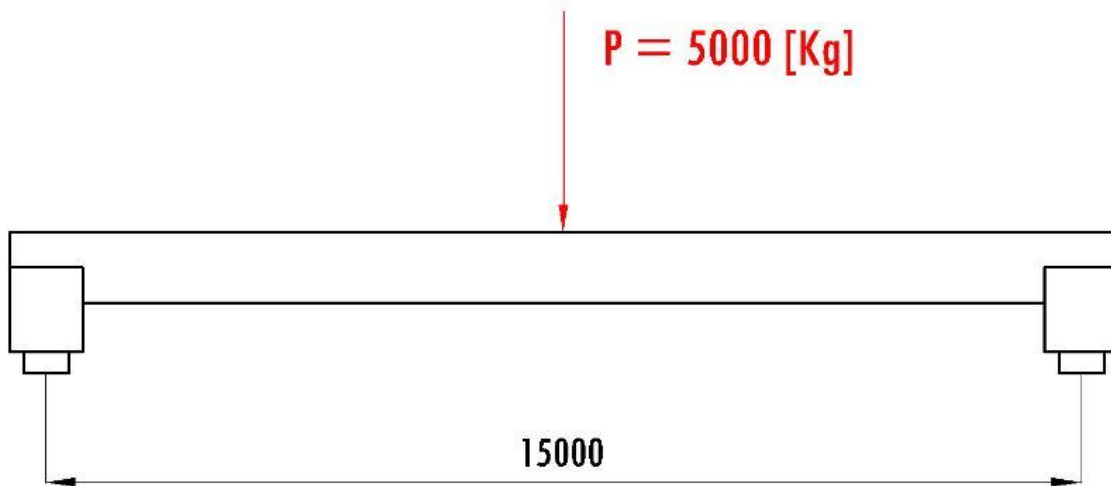
Viga	$M_{f \text{ max}}$ [Kgmm]	σ_{adm} [Kg/mm ²]	W_{nec} [cm ³]	Perfil	h	b	t	s	W_{Perfil} [cm ³]
1	232500	14	33.22	UPN 100	100	50	8.5	6	41.2
2	232500	14	33.22	UPN 100	100	50	8.5	6	41.2
3	271250	14	38.74	UPN 100	100	50	8.5	6	41.2
4	271250	14	38.74	UPN 100	100	50	8.5	6	41.2
5	500500	14	71.5	UPN 100	100	50	8.5	6	41.2
6	500500	14	71.5	UPN 100	100	50	8.5	6	41.2
7	696500	14	99.5	100x250x6.35	250	100	6.35	-	239.21
8	696500	14	99.5	100x250x6.35	250	100	6.35	-	239.21

TABLA 18: Cálculo de los perfiles necesarios para la estructura del carro, $W_{nec} = 2 \cdot M_{f \text{ max}} / 1000 \sigma_{adm}$



7.2 – Estructura de la grúa

A los efectos del cálculo se usa el método de superposición, es decir, se calculan los esfuerzos por peso propio de la estructura y luego los esfuerzos debidos a las cargas móviles y fuerzas secundarias.

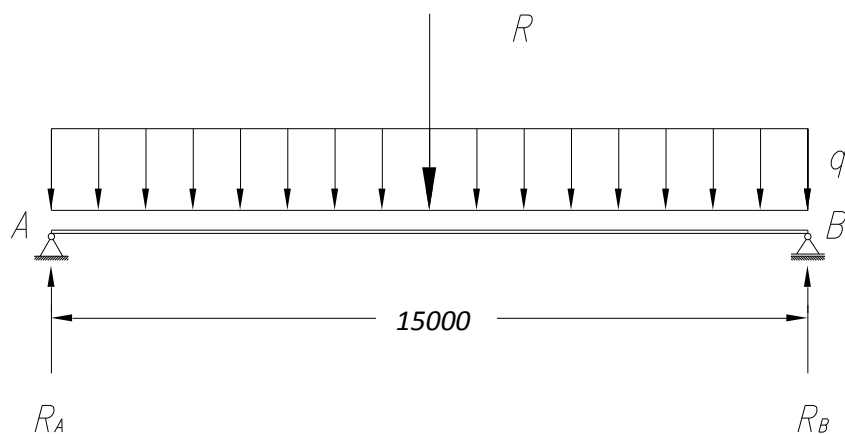


a) Esfuerzos debido al peso propio.

Como no conocemos las dimensiones de la viga principal, vamos a tener que suponer el peso propio en función de la luz y la carga.

$$q' = 200 \text{ [Kg/m]}$$

Entonces para el cálculo tomamos el esquema de una viga simplemente apoyada:

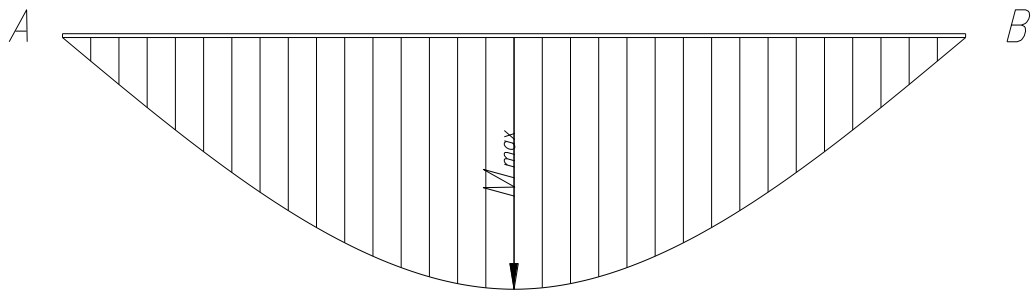


Cálculo de reacciones:

$$R = q' \cdot L = 3000 \text{ [Kg]}$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow R \frac{L}{2} - R_B \cdot L = 0 \Rightarrow R_B = 1500 \text{ [Kg]}$$

$$\sum M_B = 0 \rightarrow R \frac{L}{2} - R_A \cdot L = 0 \Rightarrow R_A = 1500 \text{ [Kg]}$$

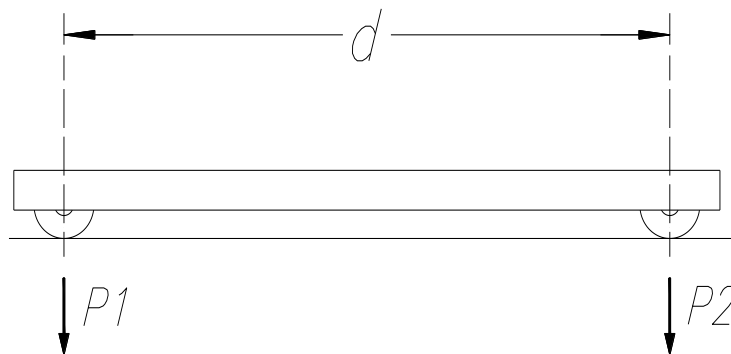


$$M_{p \max} = q' \frac{L^2}{8} = 5625 \text{ [Kgm]}$$

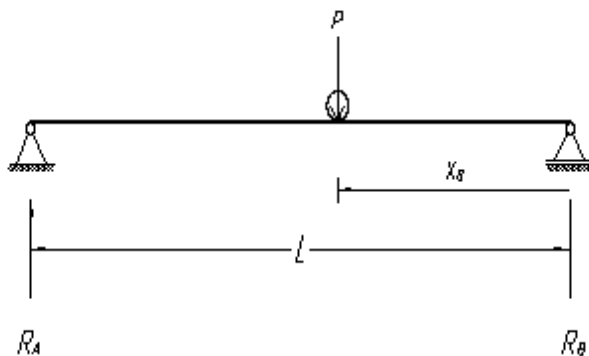
b) Esfuerzos debido a la carga móvil.

La máxima carga sobre la rueda del carro será, teniendo en cuenta el peso del carro y de la carga:

$$R_{\max} = P_1 = P_2 = 1885 \text{ [Kg]}$$



- Línea de influencia de las reacciones



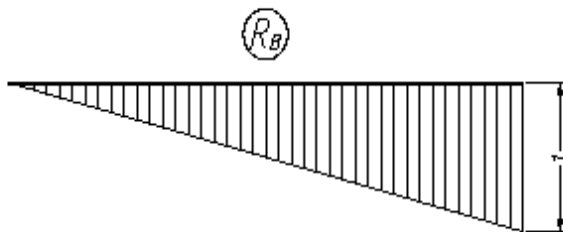
$$\sum M_A = 0 \Rightarrow R_B \cdot l - P(l - x_B)$$

$$R_B = \frac{P \cdot (l - x_B)}{l}$$

$$(R_B) = \frac{P \cdot (l - x_B)}{l}$$

$$x_B = 0 \Rightarrow (R_B) = 1$$

$$x_B = l \Rightarrow (R_B) = 0$$



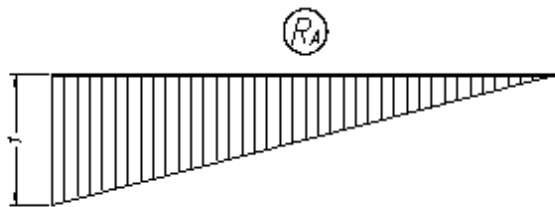
$$\sum M_B = 0 \Rightarrow R_A \cdot l - P(l - x_A)$$

$$R_A = \frac{P \cdot (l - x_A)}{l}$$

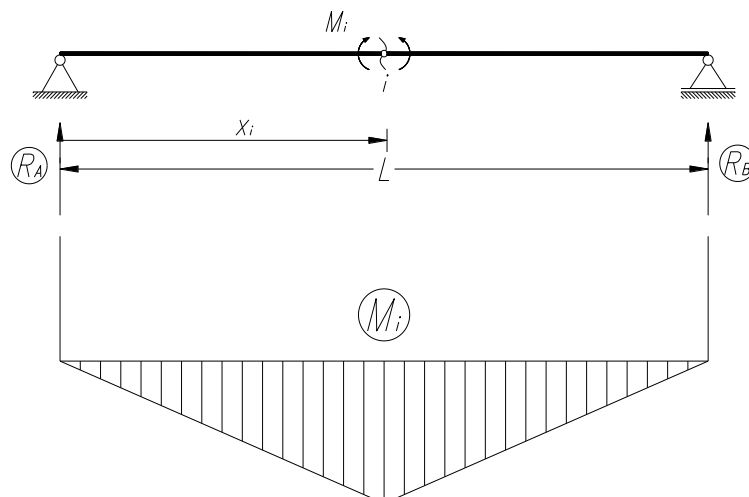
$$(R_A) = \frac{P \cdot (l - x_A)}{l}$$

$$x_A = 0 \Rightarrow (R_A) = 1$$

$$x_A = l \Rightarrow (R_A) = 0$$



-Diagrama de momentos flectores.



- A la izquierda de la sección i

$$\sum M_i = 0 \Rightarrow R_A \cdot x_i - M_i$$

$$M_i = R_A \cdot x_i$$

$$(M_i) = (R_A) \cdot x_i$$

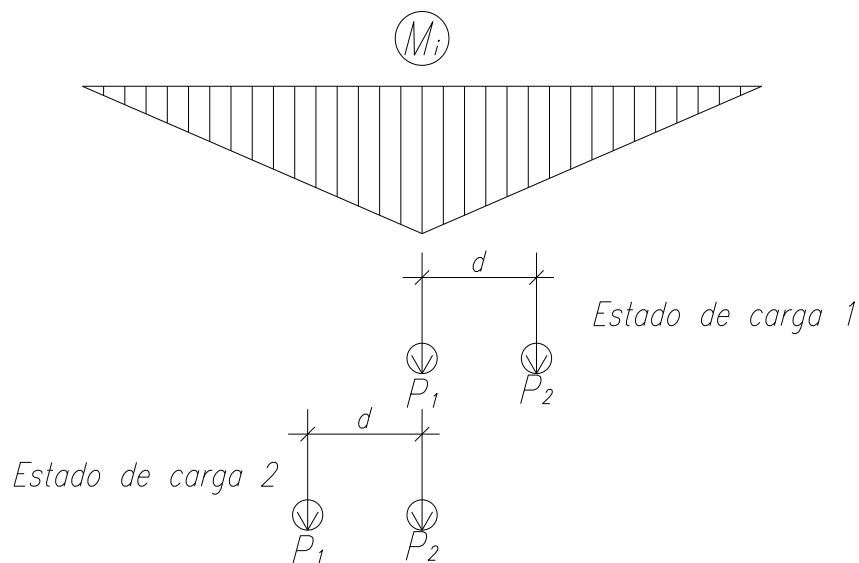
- A la derecha de la sección i

$$\sum M_i = 0 \Rightarrow R_B \cdot x_i - M_i$$

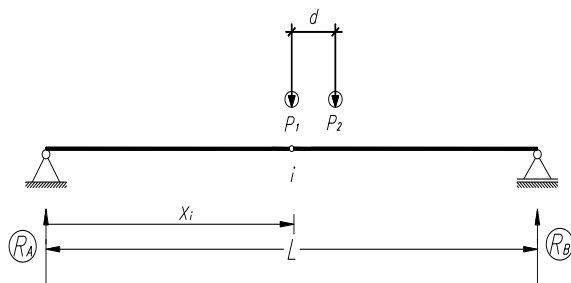
$$M_i = R_B \cdot x_i$$

$$(M_i) = (R_B) \cdot x_i$$

A partir del diagrama de momentos flectores, podemos determinar los siguientes estados de carga:



Estado de carga 1



$$\sum M_B = 0 \rightarrow R_A \cdot L - P_1 \cdot (L - x_i) - P_2 \cdot (L - x_i - d) = 0$$

$$R_A = P \cdot \frac{2L - 2x_i - d}{L}$$

$$R_A (x_i = 0) = 3576247 \text{ [Kg]}$$

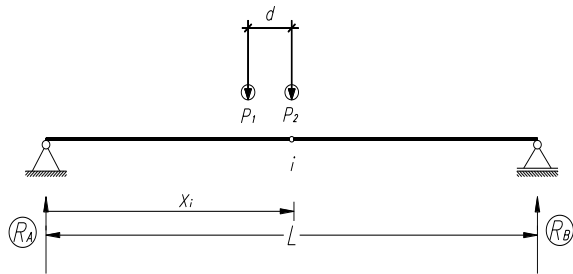
$$M_i = R_A \cdot x_i$$

$$x_i = 0 \rightarrow M_i = 0 \text{ [kg.m]}$$

$$x_i = L - d \rightarrow M_i = 2604 \text{ [kg.m]}$$

$$x_i = L \rightarrow M_i = -2903 \text{ [kg.m]}$$

Estado de carga 2



$$\sum M_B = 0 \rightarrow R_A \cdot L - P_1 \cdot (L - x_i) - P_2 \cdot (L - x_i - d) = 0$$

$$R_A = P \cdot \frac{2L - d - 2x_i}{L}$$

$$M_i = R_A \cdot x_i - P_1 \cdot d$$

$$x_i = 0 \rightarrow M_i = -2903 \text{ [kg.m]}$$

$$x_i = d \rightarrow M_i = 2604 \text{ [kg.m]}$$

$$x_i = L \rightarrow M_i = 0 \text{ [kg.m]}$$

La flecha para el trazado del diagrama de envolventes vale:

$$f = (P_1 + P_2) \frac{L}{4} = 14137.5 \text{ [Kgm]}$$

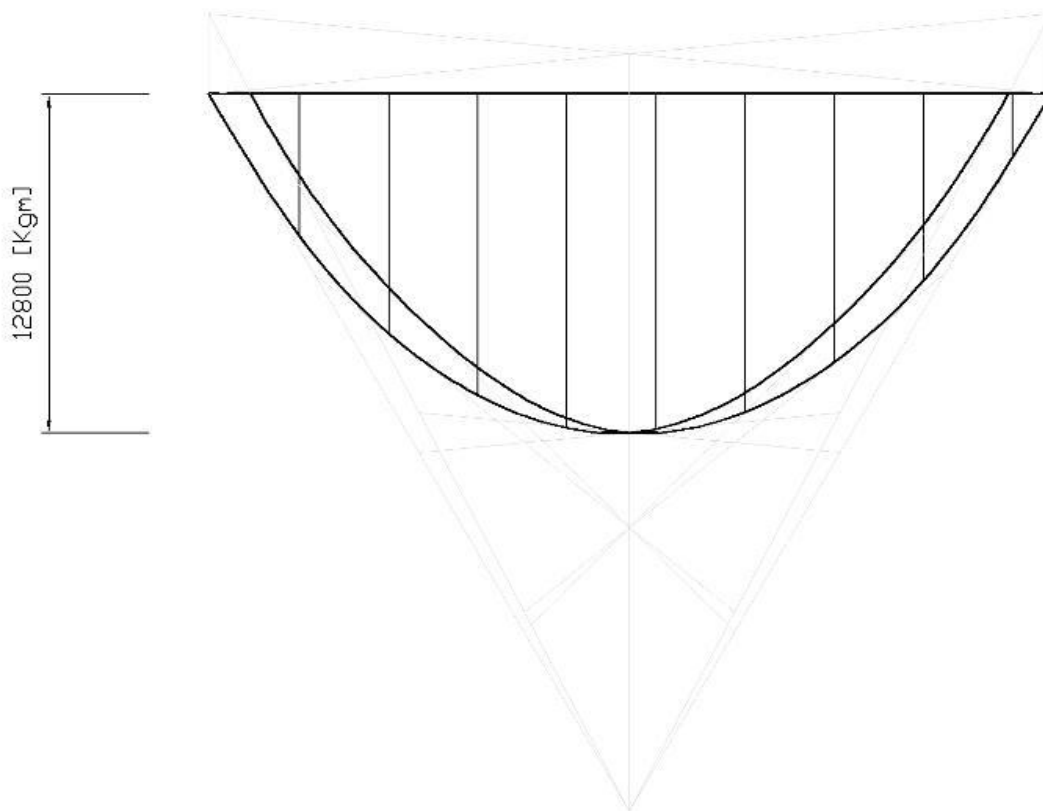


Diagrama de envolvente de la estructura del puente grúa

Los esfuerzos admisibles de la DIN 120 son validos para una sollicitación estática, es decir, de intensidad invariable. Frecuentemente está condición no se encuentra en las maquinas de elevación. La carga móvil, cambiando de intensidad y de posición, produce en las barras, fuerzas variables aplicadas muchas veces con cierto choque. Es evidente que se debe tener en cuenta este hecho si queremos utilizar los esfuerzos admisibles establecidos para las cargas estáticas. Todas las fuerzas y momentos flectores resultantes de la carga móvil deben ser mayorados por un coeficiente que depende también de las condiciones de funcionamiento de la maquina. A este fin clasifican las maquinas de elevación en cuatro grupos:

Grupo	Tiempo de servicio específico	Carga específica	Impactos
I	Pequeño	Pequeño	Normal
II	Grande	Pequeño	Normal
	Pequeño	Grande	Normal
	Pequeño	Pequeño	Fuerte
III	Grande	Grande	Normal
	Grande	Pequeño	Fuerte
	Pequeño	Grande	Fuerte
IV	Grande	Grande	Fuerte

TABLA 19: Clasificación de las grúas.

$$\sigma = \frac{\varphi M_p + \psi M_c}{W_x} \leq \sigma_{adm} \rightarrow W_x = \frac{\varphi M_p + \psi M_c}{\sigma_{adm}} = 1721964 [mm^3] = 1722 [cm^3]$$

σ_{adm} : tensión de tracción admisible del material, para SAE 1040: $\sigma_{adm} = 14 [Kg/mm^2]$

W_x : modulo resistente necesario para la sección del bastidor, $[mm^3]$

M_p : momento flexor máximo debido al peso propio, $M_p = 5625000 [Kgmm]$

M_c : momento flexor máximo debido a la carga móvil, $M_c = 12800000 [Kgmm]$

φ : coeficiente de choque, para $v_{tc} = 0.25 [m/seg]$: $\varphi = 1.1$

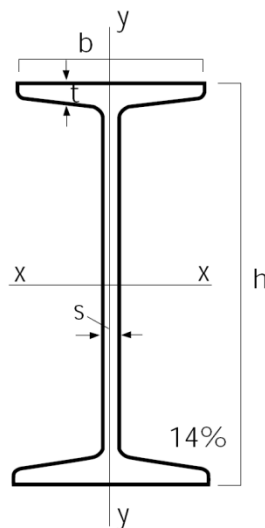
Velocidad de traslación [m/seg]	Coeficiente de choque φ
≤ 1.5	1.1
> 1.5	1.2

ψ : coeficiente de mayoración, para grupo II: $\psi = 1.4$

Grupo	Coeficiente de mayoración ψ
I	1.2
II	1.4
III	1.6
IV	1.9

Para el bastidor se adopta se perfil doble T:

Perfil	h [mm]	b [mm]	s [mm]	t [mm]	q [Kg/m]	W_x [cm ³]	W_y [cm ³]	I_x [cm ⁴]
IPN 600	600	215	21.6	32.4	199	4633.3	434.4	139000



c) Cálculo de la fuerza de frenado.

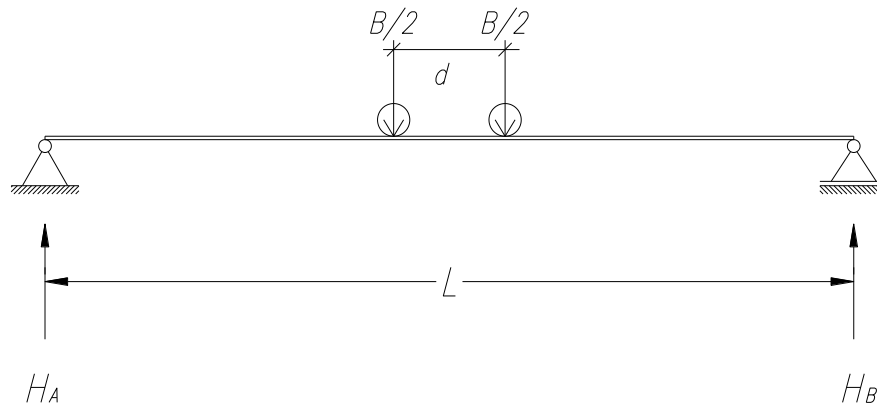
En el frenado la situación más desfavorable del carro se da cuando el mismo se encuentra en el centro del bastidor. La fuerza de frenado se estima en:

$$B = 0.1 (G_c + P) = 600 \text{ [Kg]}$$

G_c : peso del carro. $G_c = 1000 \text{ [Kg]}$

P : carga máxima sobre el gancho, $P = 5000 \text{ [Kg]}$

A su vez el peor caso será cuando dos ruedas de una misma viga soporten el frenado.



$$M_{f \max} = \frac{B L}{4} = \frac{600 \times 7500}{4} = 2250000 \text{ [Kgmm]}$$

$$\sigma = \frac{M_{f \max}}{W_y} = 5.18 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right] < \sigma_{adm} = 14 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

d) Verificación de la flecha

Se toma como flecha admisible:

$$f_{adm} = \frac{L}{1000 \div 800} \text{ [mm]} \Rightarrow f_{adm} = 15 \div 18.75 \text{ [mm]}$$

La flecha debida al peso propio viene dada por:

$$f_p = \frac{5}{384} \frac{R L^3}{E I_x} = 0.45 \text{ [cm]} = 4.5 \text{ [mm]}$$

R : carga resultante sobre la viga debido al peso propio, $R = q L = 3000 \text{ [Kg]}$

L : longitud de la viga, $L = 1500 \text{ [cm]}$

E : modulo de elasticidad del acero, $E = 2.1 \times 10^6 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$

I_x : momento de inercia del perfil de la viga, $I_x = 139000 \text{ [cm}^4\text{]}$

Esta fórmula corresponde a una viga simplemente apoyada, con la resultante a la mitad de la luz, lo cual corresponde a la situación más desfavorable.

La flecha debido a la carga móvil será:

$$f_c = \frac{1}{48} \frac{F}{E I_x} (L - d) [3 L^2 - (L - d)^2] = 0.89 [cm] = 8.9 [mm]$$

F : carga móvil, $F = 1885 [Kg]$

E : modulo de elasticidad del acero, $E = 2.1 \times 10^6 [Kg/cm^2]$

I_x : momento de inercia del perfil de la viga, $I_x = 139000 [cm^4]$

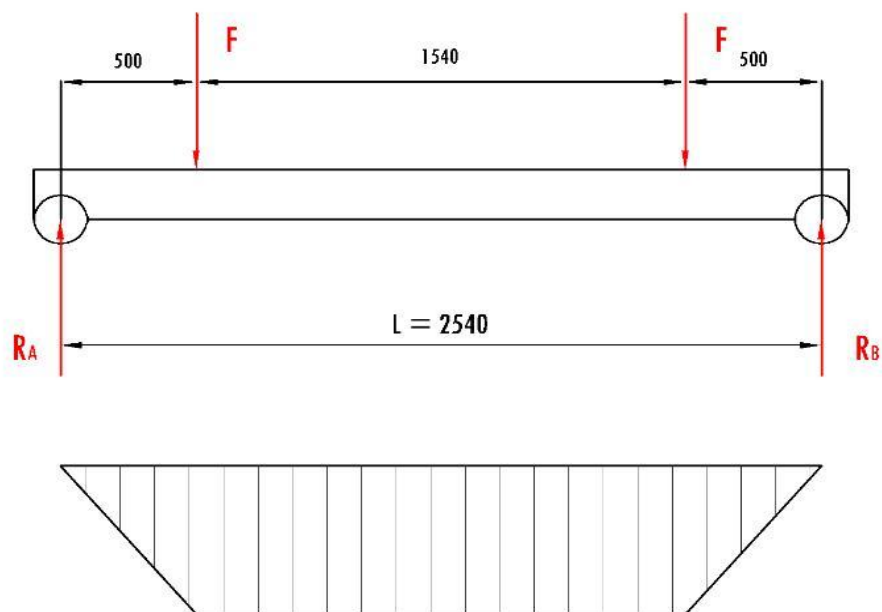
L : longitud de la viga, $L = 1500 [cm]$

d : distancia entre ruedas del carro, $d = 154 [cm]$

La flecha total será:

$$f = f_p + f_c = 13.4 [mm] < f_{adm}$$

e) Cálculo de la viga testera



$$F = R_{Ap} + R_{A(x_i=0)} = 1500 + 3576.47 = 5076.47 [Kg]$$

$$\sum M_B = 0 \rightarrow R_A L - F (L - 500) - F (L - 2040) = 0$$

$$R_B = R_A = \frac{F}{L} (2L - 2540) = 5076.47 [Kg]$$

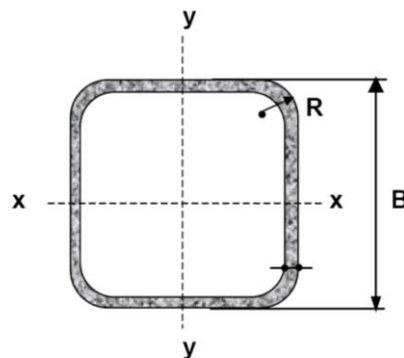
$$M_{f \max} = 500 R_A = 2538235 \text{ [Kgmm]}$$

$$\sigma = \frac{M_{f \max}}{W} \leq \sigma_{adm} = 14 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$W = \frac{M_{f \max}}{\sigma_{adm}} = 181302.5 \text{ [mm}^3] = 181.3 \text{ [cm}^3]$$

Selecciono un tubo de acero de sección cuadrada:

$$\begin{aligned} B &= 250 \text{ [mm]} \\ t &= 10 \text{ [mm]} \\ W &= 706.9 \text{ [cm}^3] \end{aligned}$$



8 – MECANISMO DE TRASLACIÓN

8.1 – Rueda

Las ruedas están provistas de dos pestañas, la anchura entre las pestañas es ligeramente superior a la anchura del carril y el radio de las pestañas debe ser menor que el redondeo del carril para evitar que la rueda se monte sobre él.

Las unidades de ruedas están constituidas por una rueda aplicada con interferencia en un eje, a su vez, montados sobre rodamientos de rodillos a rotula, alojados en cajas porta cojinetes o directamente montados sobre las ruedas.

La rueda se obtiene a partir de un proceso de forjado triaxial, preformado y punzonado, que le confiere la orientación de las fibras necesarias para lograr valores de resistencia acordes al servicio al que están sometidas.

El acero empleado es usualmente 42 CrMo 4V o SAE 4140 con una tensión de rotura, $\sigma_R = 110$ a $120 \text{ [Kg/mm}^2]$, al cual se le realiza un tratamiento térmico de temple a $860 \text{ }^\circ\text{C}$ y un revenido a $540 \text{ }^\circ\text{C}$ alcanzando una dureza de 321 – 363 HB.

Las normas DIN establecen la siguiente fórmula empírica para la determinación del diámetro de rodadura:

$$D_n \geq \frac{R_m}{p_{lim} C_2 C_3 b} \quad (1)$$

D_n : diámetro de la rueda en banda de rodadura, [mm]

R_m : reacción media sobre la rueda

$$R_m = \frac{2 R_{max} + R_{min}}{2} \quad (2)$$

R_{max} : máxima reacción sobre la rueda con carga nominal.

$$R_{max} = R_A + \frac{G}{4} \quad (3)$$

G : peso del carro o del puente grúa, [Kg]

R_{min} : reacción de la rueda sin carga y con la maquina detenida.

$$R_{min} = \frac{G}{4} \quad (4)$$

p_{lim} : presión limite del material utilizado, depende de la tensión de rodadura del acero utilizado y su relación con el grado de acero del riel, según tabla para acero SAE 4140: $p_{lim} = 0.56$ [Kg/mm²]

Tensión de rotura		Presión limite	C ₁
Riel [Kg/mm ²]	Rueda [Kg/mm ²]	[Kg/mm ²]	
59	≤ 33	0.28	0.5
	41	0.36	0.63
	49	0.45	0.8
	59	0.56	1

TABLA 20: Valor de presión limite en relación a materiales Rueda/Riel.(17)

C_2 : coeficiente función de la velocidad de rotación de la rueda

$$n = \frac{v_t}{\pi D_n} \quad (5)$$

Coeficiente C_2	Velocidad de rotación
0.82	100
0.84	90
0.87	80
0.89	71
0.91	63
0.92	56
0.94	50
0.96	45
0.97	40
0.99	35.5
1	31.5

TABLA 21: Coeficiente C_2 en función del número de revoluciones.(17)

C_3 : coeficiente que depende de la clase de mecanismo, el cual está determinado por el tipo de servicio, las condiciones de esfuerzos y el tiempo de operación máximo por día, para nuestro caso es 2m o M5.

Tiempo de operación diario [horas]			C_3
Grupo DIN	Desde	Incluido	
M3	-	16%	1.25
M4	16%	25%	1.12
M5	25%	40%	1
M6	40%	63%	0.9
M7	63%	-	0.8

TABLA 22: Coeficiente C_3 en función del tiempo de operación diario.(17)

b : ancho efectivo del riel, depende del riel empleado, [mm]

$$b = L - 2r$$

L : ancho total del riel, [mm]

r : radio extremo del riel, [mm]

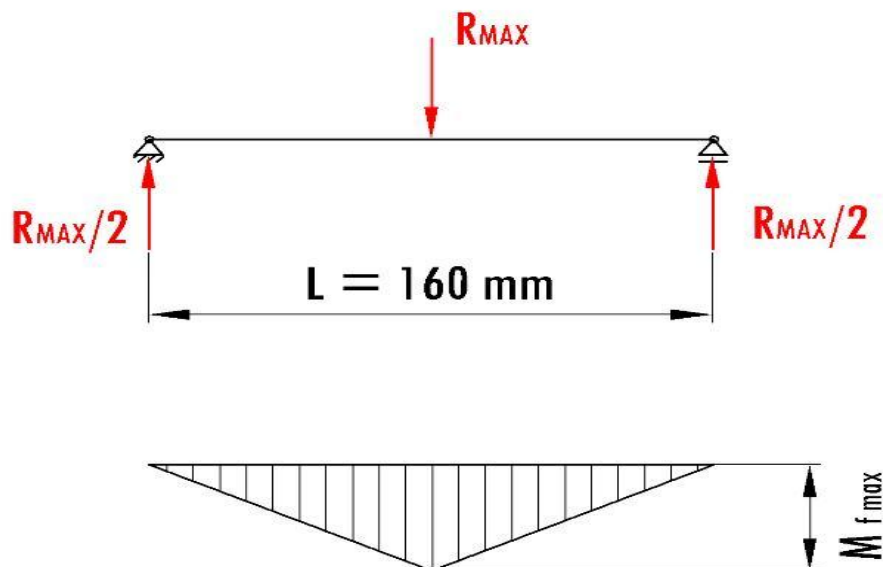
Riel		r [mm]	b = L - 2r [mm]
STD	Símbolo		
DIN 536 P1	A45	4	37
	A55	5	45
	A65	6	53
	A75	8	59
	A100	10	80
	A120	10	100

TABLA 23: Ancho efectivo del riel.(17)

Teniendo en cuenta lo descrito en este apartado los diámetros para las ruedas de traslación del carro y de la grúa serán:

	R	G	R _{max}	R _{min}	R _m	p _{lim}	v _t	n	C ₂	C ₃	Riel	b	D _n
Ecuación			(3)	(4)	(2)			(5)					(1)
Tabla						20			21	22	23	23	
Carro	1635	250	1885	250	2010	0.56	15	38	0.97	1	A55	45	200
Grúa	3576	1500	5076	1974	6063	0.56	40	64	0.91	1	A100	80	225

8.1.1 - Verificación del eje de las ruedas



Para la verificación del diámetro del eje de la rueda se cumplirá que $\sigma \leq \sigma_{adm}$, para ello se tiene:

$$M_{f\ max} = \frac{R_{max} L}{4}$$

$$\sigma = \frac{M_{f\ max}}{W} = \frac{32 R_{max} L}{4 \pi d^3} \leq \sigma_{adm} = 20 \left[\frac{Kg}{mm^2} \right]$$

	R_{max} [Kg]	L [mm]	d [mm]	σ [Kg/mm ²]	σ_{adm} [Kg/mm ²]
Carro	1885	123	45	6.48	20
Grúa	5076	160	55	12.44	20

8.1.2 - Selección de los rodamientos

Tal como se vio en el apartado 5.4.4 y 6.9, en la selección de los rodamientos para las poleas y para el eje del tambor, se realiza el cálculo en función de la carga dinámica. Los rodamientos seleccionados en este caso, son de rodillos a rotula.

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 n} \left(\frac{C}{P_{rod}} \right)^p \Rightarrow C = P_{rod} \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{1000000}}$$

L_{10h} : duración nominal en horas de servicio, [hs]

n : velocidad constante de rotación, [rpm]

C : capacidad de carga dinámica, [N]

P_{rod} : carga dinámica equivalente sobre el rodamiento, [N]

p : exponente de la formula de duración, $p = 3$, para rodamientos a bola

$p = 10/3$, para rodamientos a rodillos

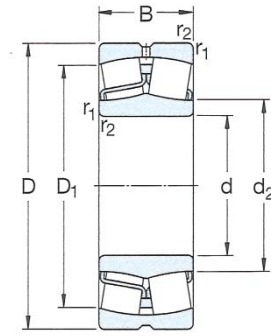
d : diámetro interior del rodamiento, [mm]

D : diámetro exterior del rodamiento, [mm]

B : ancho del rodamiento, [mm]

C_{SKF} : capacidad de carga dinámica del rodamiento, [N]

	L_{10h}	n	P	p	C	Rod.Nº	d	D	B	C_{SKF}	Peso
Carro	10000	38	18850	10/3	48160	22208E	40	80	23	96500	0.53
Grúa	10000	64	50765	10/3	151657	22310E	50	110	40	220000	1.90



8.2 – Accionamiento del mecanismo de traslación

La rueda que gira en un soporte y se mueve en dirección de un carril, cargada y montada sobre un eje, encuentra una resistencia a la rodadura que se compone de la resistencia a la rodadura y de los rozamientos sobre el eje.

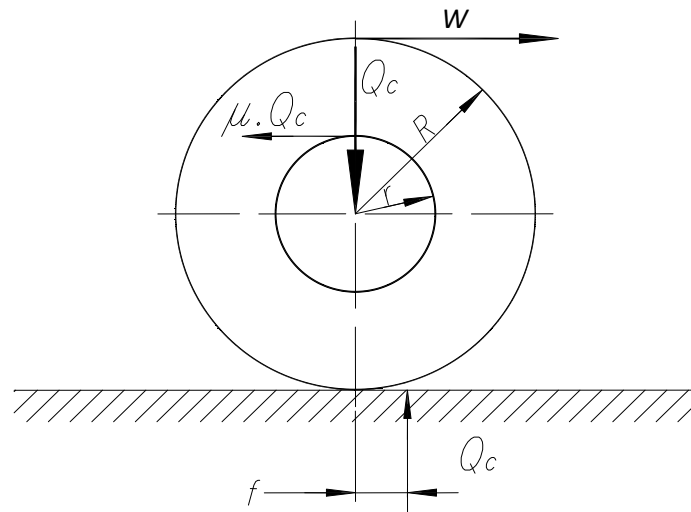


FIGURA 44: Esfuerzos sobre la rueda.

A esta resistencia se añaden los rozamientos de la pestaña y de los cubos, ya que los aparatos de elevación, tienen tendencia a avanzar oblicuamente, a cargar sobre las pestañas y las partes frontales de los cubos. Además los carriles nunca están rigurosamente planos, su separación varía, el montaje de las ruedas tampoco es exacto y sus diámetros pueden presentar algunas diferencias. Todos estos factores tienen una influencia desfavorable sobre la resistencia a la rodadura, entonces:

$$W_R = \frac{4 Q_c}{D_n} \left(f' + \mu \frac{d}{2} \right) \omega \quad (6)$$

W_R : resistencia a la rodadura para dos ruedas, [Kg]

Q_c : carga máxima sobre la rueda, [Kg]

D_n : diámetro de la rueda, [m]

f' : brazo de la resistencia a la rodadura, según H. Ernst: $f = 0.0005$ [m]

μ : coeficiente de fricción del eje, según catalogo SKF: $\mu = 0.0018$

d : diámetro del eje de la rueda, [m]

ω : coeficiente de mayoración, tiene en cuenta la resistencia en pestañas y cubos según Ernst tomo I:

Diámetro de la rueda [mm]	125	200	250	320	400	500
Diámetro del eje [mm]	45	55	60	70	80	90
ω	7.5	5.5	4.5	3.5	3.0	2.5

Para elegir correctamente el motor de accionamiento como vimos en el apartado 6.7.1, es necesario tener en cuenta el servicio intermitente, la carga relativa y la aceleración.

$$N_R = \frac{W_R \cdot v_t}{75 \eta} \quad (7)$$

N_R : potencia de régimen, [CV]

W_R : resistencia a la rodadura, [Kg]

v_t : velocidad de traslación, [m/seg]

η : rendimiento del accionamiento

Para acelerar un carro en un tiempo t_a (seg) hasta la velocidad de régimen, admitiendo un par de arranque constante, se debe suministrar una potencia de aceleración que alcanza su máximo en el fin del arranque:

$$N_A = \frac{(P + G)}{g} \frac{v_t^2}{75 t_a \eta} \beta \quad (8)$$

N_A : potencia de aceleración, [CV]

P : carga máxima de la grúa, [Kg]

G : peso del carro o del puente grúa, [Kg]

g : aceleración de la gravedad, [m/seg²]

v_t : velocidad de traslación, [m/seg]

t_a : tiempo de aceleración, [seg]

η : rendimiento del accionamiento

β : coeficiente que tiene en cuenta las masas en rotación, según H. Ernst:

$$\beta = 1.1 \text{ a } 1.2$$

Verdaderamente, el par de arranque nunca es constante, pero puede considerarse como una curva en zigzag (figura 45) cuyo valor medio se sitúa entre 1.7 a 2 veces el par normal. Como la potencia es proporcional al par se encuentra la potencia nominal necesaria:

$$N = \frac{N_R + N_A}{1.7 \div 2} \quad (9)$$

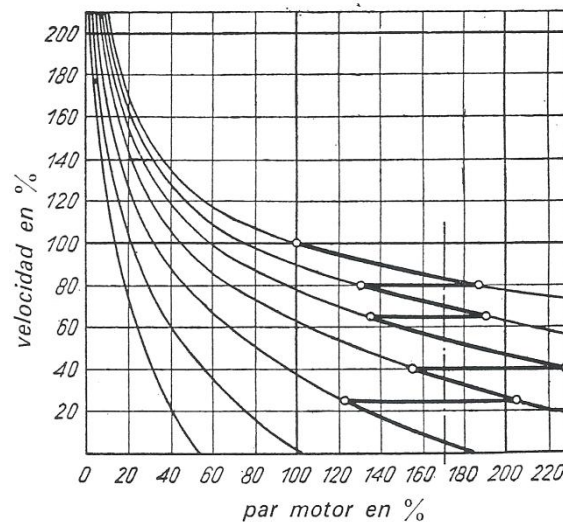


FIGURA 45: Arranque de un motor.(1)

Para obtener el momento de frenado necesario vamos a considerar que las masas actuantes deben frenar en un tiempo igual a 1 [seg]:

$$M_{freno} = \frac{(P + G)}{g} \frac{v_t}{t_f} D_n \eta i \quad (10)$$

M_{freno} : momento de frenado, [Kgm]

P : carga máxima de la grúa, [Kg]

G : peso del carro o de la grúa, [Kg]

g : aceleración de la gravedad, [m/seg²]

v_t : velocidad de traslación, [m/seg]

t_f : tiempo de frenado o desaceleración, [seg]

D_n : diámetro de la rueda, [m]

η : rendimiento del accionamiento

i : relación de transmisión del reductor

Por último, para la selección del reductor se tiene en cuenta momento necesario para accionar la rueda:

$$M_{red} = W_R \frac{D_n}{2} \quad (11)$$

	Carro	Grúa
Q_c	1885	5076
D_n	0.125	0.2
f	0.0005	0.0005
μ	0.0018	0.0018
d	0.045	0.055
ω	7.5	5.5
W_R (6)	244.5	306.8
v_t	0.25	0.67
η	0.9	0.9
N_R (7)	0.91	3.03
P	5000	5000
G	1000	5000
t_a	1	1
β	1.2	1.2
N_A (8)	0.68	8.13
N [CV] (9)	0.95	6.6
N [KW]	0.71	4.94
t_f	1	2
i	73.2	41.7
M_{freno} [Kgm] (10)	0.24	1.54
M_{freno} [Nm]	2.4	15.4
M_{red} [Kgm] (11)	15.28	30.68
M_{red} [Nm]	152.8	306.8

TABLA 24: Cálculo de la potencia del motor de traslación, momento de frenado y momento necesario para el reductor para la traslación del carro y el puente grúa.

Con estos valores se seleccionan los siguientes motores y reductores Demag para los mecanismos de traslación del carro y del puente grúa:

	Carro	Puente grúa
Motor	ZBF 100 A 2 B5 1 IP55 1.2/40 400/50	KBF 140 A 2 B5 1 IP55 5.6/40 400/50
Marca	DEMAG	DEMAG
Factor de servicio (ED%)	40 %	40 %
Revoluciones del motor [1/min]	2725	2600
Potencia del motor [KW]	1.20	5.60
Par de frenado [Nm]	3.2	21.70
Corriente nominal [A]	2.7	12.80
Tensión nominal [V]	400	400
Frecuencia [Hz]	50	50

TABLA 25: Motor-freno del mecanismo de traslación del carro y del puente grúa, Demag.

	Carro	Puente Grúa
Reductor	WFH 40 DD-B5.0-40-73.2	AFH 50 DS-B5.1-50-41.7
Marca	DEMAG	DEMAG
Tipo de reductor	Reductor angular	Reductor plano
Ejecución árbol de salida	Árbol hueco con chaveta	Árbol hueco con chaveta
Diámetro árbol de salida [mm]	40	50
Número de escalones	2	2
Relación de transmisión	73.2	41.7
Revoluciones eje de entrada [1/min]	2725	2600
Revoluciones eje de salida [1/min]	37	62
Par eje de salida [Nm]	277	855

TABLA 26: Reductor del mecanismo de traslación del carro y del puente grúa.

CONCLUSION

In the accomplishment of this project many new knowledge have been acquired besides the practical application of the concepts learned during the race. Many of the methodologies of own calculation and design of the subjects of mechanical engineering have been used also.

As far as the project, the result it is a traveling crane birail, of which it is had studied in depth most of its elements. Special emphasis in the design of the elements has been put that comprise of the elevating mechanism of the load besides several of the main drives. Obtained results allow to comparing the characteristics of this crane with the made ones by the main companies of the sector.

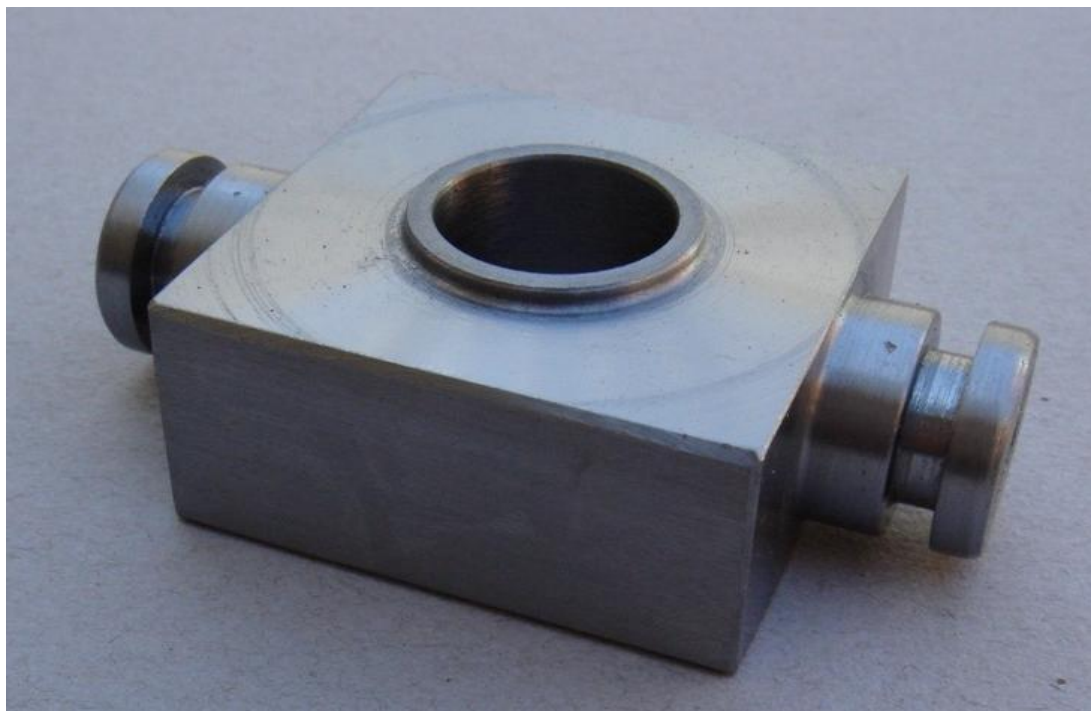
The bridge crane obtained in this work fulfills the requirement necessary to its main functions that will be the manipulation of raw material, the unloading of the raw material of the trucks that arrives for its storage, as well as the movement of it to be cut to size and soon processed. The bridge crane also could possibly be used for the load of agricultural machinery in trucks for its office, being it is not completes one of his main functions because usually the machinery is retired by the tractors of the clients or partially assembled and dispatched.

This project could in the future be used for the construction of a second bridge crane for the factory, since it is consists of two spots of typical equals. Also this project could be taken as it bases for the calculation and construction of other traveling cranes of typical similar and modernization of it for his possible sale.

ANEXOS

ANEXO A: FOTOGRAFIAS

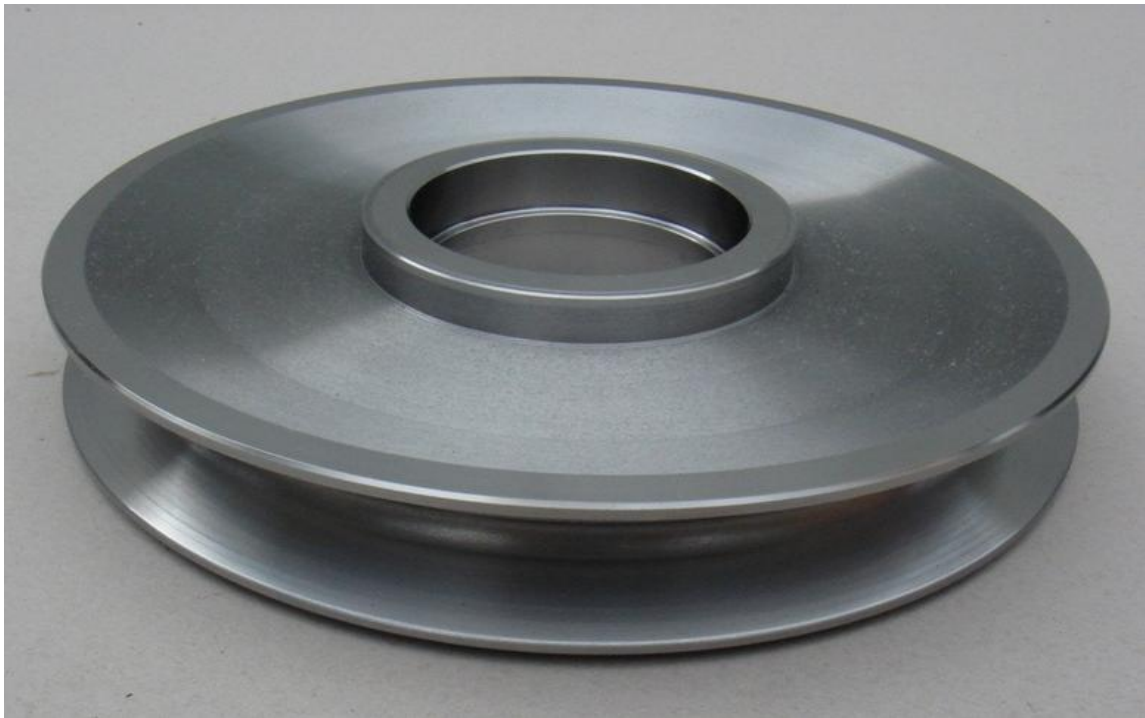
FOTOGRAFIA 1: Traviesa según plano N° PG - 39



FOTOGRAFIA 2: Eje polea de armadura según plano N° PG - 34



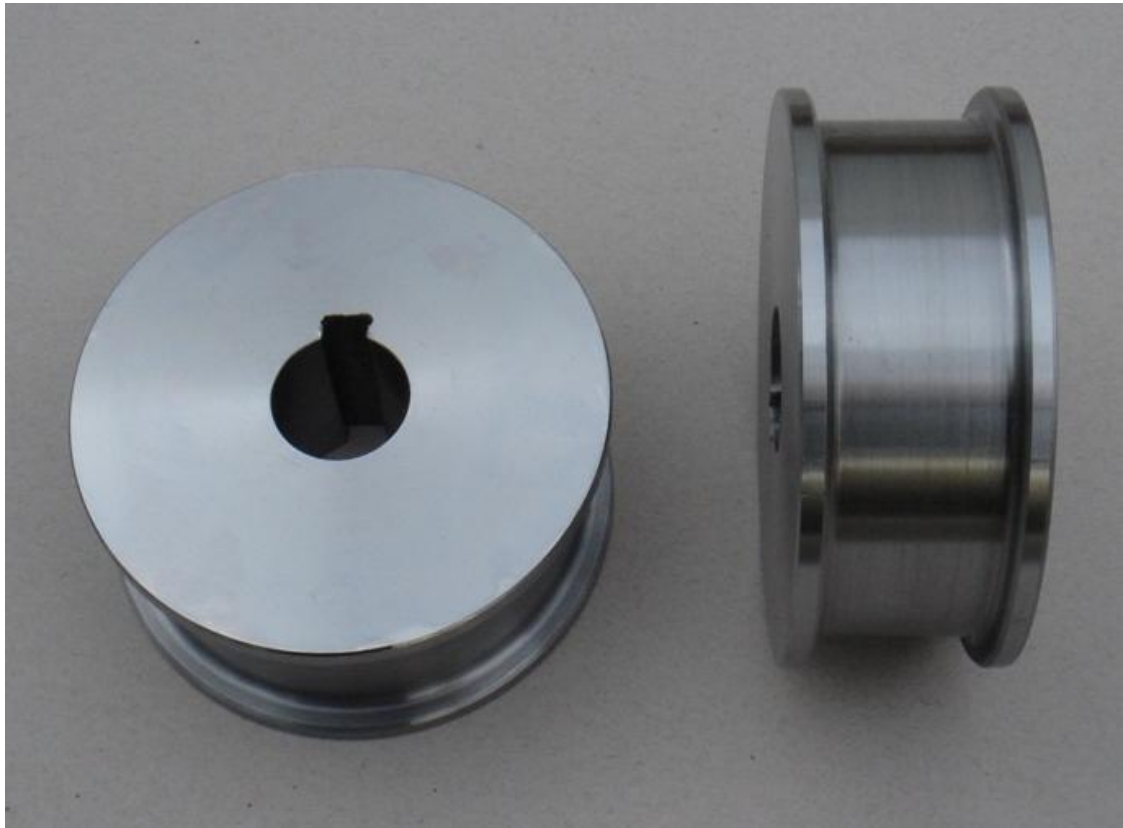
FOTOGRAFIA 3: Polea de armadura según plano N° PG - 33



FOTOGRAFIA 4: Esparrago de fijación según plano N° PG - 38



FOTOGRAFIA 5: Rueda del carro de traslación según plano N° PG - 16



FOTOGRAFIA 6: Eje motriz de la rueda del carro según plano N° PG - 17



FOTOGRAFIA 7: Eje conducido de la rueda del carro según plano N° PG - 18



GLOSARIO

v_{tg}	velocidad de traslación del puente	[m/min]
v_{tc}	velocidad de traslación del carro	[m/min]
v_e	velocidad de elevación de la carga	[m/min]
t_1	elevación con carga	[seg]
t_2	traslación del carro con carga	[seg]
t_3	traslación de la grúa con carga	[seg]
t_4	descenso del gancho con carga	[seg]
t_5	desamarre de la carga	[seg]
t_6	elevación sin carga	[seg]
t_7	traslación del carro sin carga	[seg]
t_8	traslación de la grúa sin carga	[seg]
t_9	descenso del gancho sin carga	[seg]
t_{10}	preparación y amarre de la carga	[seg]
σ	tensión principal normal o longitudinal	[Kg/mm ²]
M	momento	[Kg.mm]
R	radio	[mm]
A	área de la sección	[mm ²]
Z	magnitud función de las características geométricas de la sección	
d_i	diámetro interior de la rosca del tornillo	[mm]
P	carga máxima sobre el gancho	[Kg]
σ_{adm}	tensión admisible a la tracción del material	[Kg/mm ²]
y	distancia del eje baricéntrico al punto considerado	[mm]
b	ancho de la sección	[mm]
h	altura de la sección	[mm]
σ_A	tensión principal sobre el punto A	[Kg/mm ²]
σ_B	tensión principal sobre el punto B	[Kg/mm ²]
p	presión superficial	[Kg/mm ²]
p_{adm}	presión superficial admisible del material	[Kg/mm ²]
i'	número de hilos de la rosca	
A_g	superficie de la rosca en la tuerca	[mm ²]
H	altura	[mm]
h'	paso de la rosca	[mm]

σ_f	tensión máxima debido a la flexión	[Kg/mm ²]
M_f	momento flexor máximo	[Kgmm]
W_{nec}	modulo resistente necesario de la sección	[mm ³]
σ_{OG}	limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico	[Kg/mm ²]
σ_O	limite de resistencia a la fatiga obtenido mediante ensayos	[Kg/mm ²]
k_a	factor de superficie	
k_b	factor de tamaño	
k_d	factor de temperatura	
k_e	factor de modificación por concentración del esfuerzo	
q	factor de sensibilidad a la entalla	
K_t	factor de concentración de esfuerzo	
K_f	factor de reducción de resistencia a la fatiga	
d	diámetro	[mm]
v	seguridad a la fatiga	
r	radio	[mm]
D	diámetro	[mm]
M_A	momento sobre el punto A	[Kg.mm]
W_A	modulo resistente de la sección en el punto A	[mm ³]
S	tracción máxima en el cable de elevación	[Kg]
Q	peso del conjunto de suspensión de la carga	[Kg]
i''	número de ramales	
η	rendimiento	
C_0	capacidad de carga estática	[kN]
P_0	carga estática equivalente	[kN]
S_0	factor de seguridad estático	
S_{rot}	carga mínima de rotura	[Kg]
λ	coeficiente de seguridad para la verificación del cable	
D_p	diámetro primitivo de la polea	[mm]
L_{10h}	duración nominal en horas de servicio	[hs]
n	velocidad constante de rotación	[rpm]
C	capacidad de carga dinámica	[N]
P_{rod}	carga dinámica equivalente sobre el rodamiento	[N]
L	longitud	[mm]
D_t	diámetro primitivo del tambor	[mm]

n'	número de espiras del tambor	
p'	paso entre espiras del tambor	[mm]
H'	componente horizontal que resulta de la inclinación del cable	[Kg]
e	espesor de la pestaña del tambor	[mm]
D_M	diámetro del cubo del tambor	[mm]
β	ángulo de inclinación de la garganta de la polea	[°]
β	inclinación de las ranuras helicoidales del tambor	[mm]
k'	profundidad de la garganta de la polea	[mm]
t_1	máxima inclinación del cable por 1000 [mm], en sentido de inclinación de las ranuras.	[mm]
t_2	máxima inclinación del cable por 1000 [mm], en sentido contrario a la inclinación de las ranuras	[mm]
t_{max}	separación máxima del cable con respecto a la normal a una distancia de 1000 [mm]	[mm]
γ	ángulo de inclinación del cable en la polea	[°]
α	ángulo de inclinación del cable en el tambor	[°]
v	velocidad de elevación del cable	[m/min]
N_R	potencia de régimen	[CV]
T	carga sobre el tambor debido a la tensión del cable	[Kg]
M_r	factor de carga relativa	
M_R	par en carga del motor de elevación	
M_0	par en vacío del motor de elevación	
N_M	potencia necesaria del motor debido a la carga relativa	
$ED \%$	factor de marcha	
M_A	momento de arranque del motor	[Kg.m]
M_1	momento necesario para elevar la carga a velocidad uniforme	[Kg.m]
M_2	momento para acelerar las masas que se mueven en línea recta	[Kg.m]
M_3	momento necesario para acelerar las masas que giran	[Kg.m]
T	carga sobre el tambor	[Kg]
M_{Mot}	par que entrega el motor	[Kg.m]
N_{trasl}	potencia necesaria para elevar la carga	[Kg.m]
ω_M	velocidad angular del motor	[1/rad]

r_t	radio del tambor	[mm]
ω_t	velocidad angular del tambor	[1/rad]
i	relación de transmisión del reductor	
F_a	fuerza de aceleración	[N]
m	masa	[Kg]
a	aceleración	[m/seg ²]
t_a	tiempo de aceleración	[seg]
I_G	momento de inercia de las masas que giran	[Kgmseg ²]
ε_G	aceleración angular	
N_G	potencia del elemento que gira	[CV]
M_G	par del elemento que gira	[Kg.m]
ω_G	velocidad angular del elemento que gira	[1/rad]
i_i	relación de transmisión desde el elemento hasta el motor.	
M_N	momento nominal del motor	[Kg.m]
N	potencia del motor de accionamiento	[CV]
M_F	momento de frenado	[Kg.m]
M_4	momento que ejerce la carga al bajar con velocidad uniforme	[Kg.m]
M_5	momento necesario para desacelerar las masas que se mueven en línea recta	[Kg.m]
M_6	momento necesario para desacelerar las masas que giran	[Kg.m]
η_{subida}	rendimiento de subida del mecanismo de elevación	
η_{bajada}	rendimiento de bajada del mecanismo de elevación	
$M_{perdxroz}$	momento debido a las perdidas por rozamiento del mecanismo de elevación	
F_{desac}	fuerza de desaceleración	[N]
t_{desac}	tiempo de desaceleración	[seg]
M_F^S	momento de frenado con factor de seguridad	[Mm]
M_t	momento torsor	[Kg.m]
τ_t	tensión máxima debido a la torsión	[Kg/mm ²]
W_p	modulo resistente polar de la sección	[mm ³]
R_{ME}	carga del mecanismo de elevación sobre la viga 1 o 2	[Kg]
G_{ME}	peso del mecanismo de elevación	[Kg]
R_{PC}	carga de la polea de compensación sobre las vigas 5 y 6	[Kg]

R_i	reacción sobre el punto considerado	[Kg]
q'	carga distribuida	[Kg/m]
(R_i)	reacción en el punto considerado debido a la carga unitaria	[Kg]
x_i	distancia del apoyo a la carga móvil	[m]
M_i	momento en un punto cualquiera de la viga	[Kg.m]
f	flecha	[mm]
M_p	momento flexor máximo debido al peso propio	[Kg.mm]
M_c	momento flexor máximo debido a la carga móvil	[Kgmm]
φ	coeficiente de choque	
B	fuerza de frenado	[Kg]
G_c	peso del carro	[Kg]
f_{adm}	flecha admisible	[mm]
f_p	flecha debido al peso propio	[mm]
f_c	flecha debido a la carga móvil	[mm]
E	modulo de elasticidad del acero	[Kg/cm ²]
I_x	momento de inercia	[cm ⁴]
D_n	diámetro de la rueda en banda de rodadura	[mm]
R_m	reacción media sobre la rueda	[Kg]
R_{max}	máxima reacción sobre la rueda con carga nominal	[Kg]
R_{min}	reacción de la rueda sin carga y con la maquina detenida	[Kg]
p_{lim}	presión limite del material utilizado	[Kg/mm ²]
C_{SKF}	capacidad de carga dinámica del rodamiento	[N]
W_R	resistencia a la rodadura para dos ruedas	[Kg]
Q_c	carga máxima sobre la rueda	[Kg]
f'	brazo de la resistencia a la rodadura	[m]
μ	coeficiente de fricción del eje	
v_t	velocidad de traslación	[m/seg]
N_A	potencia de aceleración	[CV]
g	aceleración de la gravedad	[m/seg ²]

BIBLIOGRAFIA

- (1) Hellmut Ernst. *Aparatos de elevación y transporte. Tomo 1*, Editorial Blume, Barcelona, 1969.
- (2) Hellmut Ernst. *Aparatos de elevación y transporte. Tomo 2 Tornos y grúas*, Editorial Blume, Barcelona, 1969.
- (3) Joseph E. Shigley. *Diseño en ingeniería mecánica*. Mc Graw-Hill, Mexico, 1975.
- (4) G. Niemann. *Elementos de maquinas*. Labor, Barcelona, 1967.
- (5) Allen S. Hall, Alfred R. Holowenko, Herman G. Laughlin. *Diseño de maquinas*. Mc Graw-Hill, Mexico, 1971.
- (6) Fred Seely, James Smith. *Curso superior de resistencia de materiales*. Editorial Nigar, Buenos Aires, 1967.
- (7) H. Dubbel. *Manual del constructor de maquinas. Tomo 1*, Editorial Labor, Barcelona, 1969.
- (8) H. Dubbel. *Manual del constructor de maquinas. Tomo 2*, Editorial Labor, Barcelona, 1969.
- (9) IAS (Instituto Argentino de Siderurgia). *Acero para Construcciones Mecánicas*.
- (10) J. Apraiz. *Tratamiento Térmico de los Aceros*. Editorial Dossat, Madrid, 1971.

Catalogo de fabricantes:

- (11) Forjas Irizar. *Ganchos estándares*. www.forjas-irizar.com
- (12) Jordi. *Cables de acero*. www.jordisl.com
- (13) IPH SAICF. *Guía de consulta para izaje general*. www.iph.com.ar
- (14) Forjas Irizar. *Poleas*. www.forjas-irizar.com
- (15) Catalogo general SKF. *Rodamientos*.
- (16) Miguel Abad S.A. *Aparejos para mecanismos de elevación*. www.miguelabad.com.ar
- (17) Miguel Abad S.A. *Rueda para rieles*. www.miguelabad.com.ar
- (18) Tega S.A. *Aparejos eléctricos a cable*. www.tega.com.ar
- (19) Demag. www.demag-drivenesigner.de

